

Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу

Петар М. Пантовић

Моделирање и визуализација витла за кран

мастер рад

Крагујевац, 2012

Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу



Назив студијског програма: Машинско инжењерство

Ниво студија: Мастер академске студије

Модул: Машинске конструкције и механизација

Предмет: Индустијски дизајн

Број индекса: 320/2010

Петар М. Пантовић

Моделирање и визуализација витла за кран

мастер рад

Комисија за преглед и одбрану:

1. **Проф. др Лозица Ивановић** - ментор

2. _____

Датум одбране: _____

3. _____

Оцена: _____

У оквиру овог мастер рада кандидат треба да конструише витло за кран. Полазећи од анализе постојећих решења потребно је утврдити ограничења и потенцијалне недостатке. Витло конструисати према захтевима произвођача и прописаног стандарда. Након израде модела витла потребно је утврдити критичне тачке и урадити анализу истих коришћењем алата из *CAD* софтвера.

Препоручена литература:

- [1] Ненад Марјановић, *Методe конструисања*, Крагујевац, 1999.
- [2] DET NORSKE VERITAS , Lifting Appliances, USA, 2011
- [3] Дамир Југовић, Прорачун витла, Загреб, 2001

Крагујевац, 20.02.2012.

ментор:

Резиме

У оквиру рада конструисано је витло за кран са свим саставним деловима који су прорачунати, измоделирани и на крају анализирани уз помоћ *CAD* програма.

Применом методе конструисања, конципирана је конструкција за подизање терета коришћењем хидромотора. Приликом процеса конструисања урађен је детаљан прорачун најважнијих делова конструкције.

Као резултат је добијен модел витла пројектован у потпуности у складу са прописаним стандардима и проверен у програмском пакету *Autodesk Inventor 2012*.

Кључне речи: витло за кран, конструисање, *CAD*

Abstract

As a part of the work, crane winch has been designed with all the parts, which were calculated, modeled and at the end analysed in *CAD* environment.

By using method of designing process the original construction was created for lifting weight by using hydro power. Detail calculation has done in the process of designing with calculated all critical parts.

As a result is made a 3d model of the winch projected by specially written standards and cheked by *Autodesk Inventor 2012*.

Списак ознака

σ_h [MPa]	Напон на добошу
σ_y [MPa]	Дозвољени напон
C	Фактор ужета
s [N]	Сила у ужету
p [mm]	Корак ужета једнак његовом пречнику
t_{av} [mm]	Дебљина зида добоша
p_f [Мра]	Притисак на фланжама
p_d [MPa]	Притисак на добошу
D [mm]	Пречник добоша
d [mm]	Пречник ужета
t [mm]	Корак жлеба на добошу
M_r [Nm]	Момент на излазу из редуктора
M_{hm} [Nm]	Момент хидромотора
i	Преносни однос редуктора
n [o/min]	Број обртаја
v_{diz}	Брзина дизања
M_d [Nm]	Момент на добошу

Садржај

Резиме	4
Abstract.....	4
1.0 Увод	12
2. Предмет и циљ рада.....	13
3. Процес конструисања.....	16
3.1 Конструисање помоћу рачунара	17
4. Прикупљање и анализа улазних података	18
4.1 Анализа постојећих решења	18
4.2 Спецификација ограничења	20
5. Дизајн новог решења.....	24
5.1 Конструкција крана	26
5.2 Уже за витло	27
5.3 Добош.....	28
5.4 Планетарни преносник и хидромотор.....	34
5.5 Бочне и подножне плоче витла.....	43
5.6 Мултидискна кочница	46
5.7 Прорачун вратила	48
5.8 Прорачун лежаја	55

6. Анализа критичних елемената.....	59
6.1 Анализа добоша	60
6.2 Анализа фланжи.....	62
6.3 Анализа бочних плоча	64
6.4 Завртањске везе	67
6.5 Заварене везе	69
 7. Закључак.....	 73
 8. Литература.....	 74

Списак слика

Слика 1.1 Витла из ранијег периода коришћена 1880 године

Слика 2.1 Кран са једним покретним делом

Слика 2.2 Кран са два покретна дела

Слика 2.3 Кран са променљивим покретним делом

Слика 2.4 Кран са покретним постољем

Слика 2.5 Систем за заокретање крана по вертикалној оси

Слика 2.6 Кран са витлом и цилиндрима за подизање

Слика 2.7 Добош за витло

Слика 3.1 Уопштени поступак решавања проблема

Слика 4.1.1 Витло са три погона

Слика 4.1.2 Витло са једним погоном

Слика 4.1.3 Навојно вретено са моталицом

Слика 4.1.4 Постављање заштитне љуске на добош

Слика 4.1.5 Мултидискна кочница

Слика 4.2.1. Угао кабла при намотавању

Слика 5.1 Фазе процеса конструисања

Слика 5.2 Редослед у конципирању конструкције

Слика 5.1.1 Кран са основним елементима

Слика 5.2.1 Језгро ужета

Слика 5.2.2 Карактеристике ужета

Слика 5.3.1. Добијени резултати из програма

Слика 5.3.2 Основне димензије добоша

Слика 5.3.3 Прорачун из Microsoft Excel-а

Слика 5.3.4 Коте за ожлебљен добош

Слика 5.3.5 Ожлебљен добош

Слика 5.3.6 Избор ужета према жлебовима на добошу

Слика 5.3.7 Измоделиран елемент за везивање ужета

Слика 5.3.8 Фланже на добошу

Слика 5.4.1 Планетарни преносник

Слика 5.4.2 Планетарни преносник коришћен код багера

Слика 5.4.3 Планетарни редуктор са основним димензијама

Слика 5.4.4 Модел планетарног редуктора

Слика 5.4.5 Модел модификованог планетарног преносника

Слика 5.4.6 Клипни хидромотор

Слика 5.4.7 Везивање хидромотора у систем

Слика 5.4.8 Целокупни систем

Слика 5.4.9. Карактеристике хидромотора

Слика 5.4.10. Основне димензије хидромотора

Слика 5.4.11 Тродимензионални модел хидромотора

Слика 5.4.12. Прорачун из ексела

Слика 5.5.1 Витло са носећим елементима, први тип

Слика 5.5.2 Бочна, носећа плоча, први тип

Слика 5.5.3 Витло са носећим елементима, други тип

Слика 5.5.4 Бочна, носећа плоча, други тип

Слика 5.5.5. Носећа конструкција са тачном тежином

Слика 5.5.6 Носећа конструкција са тачном тежином

Слика 5.6.1 Циркулација уља кроз систем при подизању

Слика 5.6.2 Циркулација уља кроз систем при спуштању

Слика 5.6.3 Витло са мултидискном кочницом

Слика 5.6.4 Попречни пресек мултидискне кочнице са основним димензијама

Слика 5.6.5 Модел мултидискне кочнице

Слика 5.7.1 Картица, Desing, Shaft Component Generator

Слика 5.7.2 Вратило приказано у склопу

Слика 5.7.3 Картица, Calculation, Shaft Component Generator

Слика 5.7.4 Карактеристике материјала и особине вратила

Слика 5.7.5 Резултати добијени прорачуном

Слика 5.7.6 Распоред радијалног оптерећења

Слика 5.7.7 Момент савијања

Слика 5.7.8. Померање

Слика 5.7.9. Напон смицања

Слика 5.7.10. Генератор зуба на вратилу

Слика 5.7.11 Прорачун зуба на вратилу

Слика 5.7.12. Димензије зуба на вратилу

Слика 5.7.13 Резултати прорачуна

Слика 5.7.14 Назубљено вратило

Слика 5.8.1. Картица, Desing, Bearing Generator

Слика 5.8.2 Избор лежаја

Слика 5.8.3. Прорачин лежаја

Слика 5.8.4 Дупли куглични лежај са косим додиром

Слика 5.8.5. Силе на лежају

Слика 5.8.6. Димензије лежаја

Слика 5.8.7. Резултати прорачуна

Слика 5.8.8. Прстен на лежају

Слика.6.1. Критични елементи

Слика 6.1.1 Добош оптерећен на притисак

Слика 6.1.2. Фиксиране области на добошу

Слика 6.1.3. Резултати испитивања

Слика 6.1.4. Деформација добоша

Слика 6.2.1. Фланжа оптерећена на притисак

Слика 6.2.2. Фиксиране области на фланжи

Слика 6.2.3. Резултати испитивања

Слика 6.2.4. Деформација фланже

Слика 6.3.1. Оптерећена конструкција

Слика 6.3.2. Фиксирани елементи

Слика 6.3.3. Резултати спроведене анализе

Слика 6.3.4. Померање конструкције

Слика 6.3.5. Оптерећена конструкција

Слика 6.3.6. Резултати испитивања

Слика 6.4.1. Картица, Bolted Connection Component Generator

Слика 6.4.2 Прорачун завртњева

Слика 6.4.3. Карактеристике завртња

Слика 6.4.4. Резултати анализе

Слика 6.5.1. Пресек са завареним везама

Слика 6.5.2. Картица, Fillet Weld Calculator

Слика 6.5.3. Калкулатор са тачно постављеним подацима

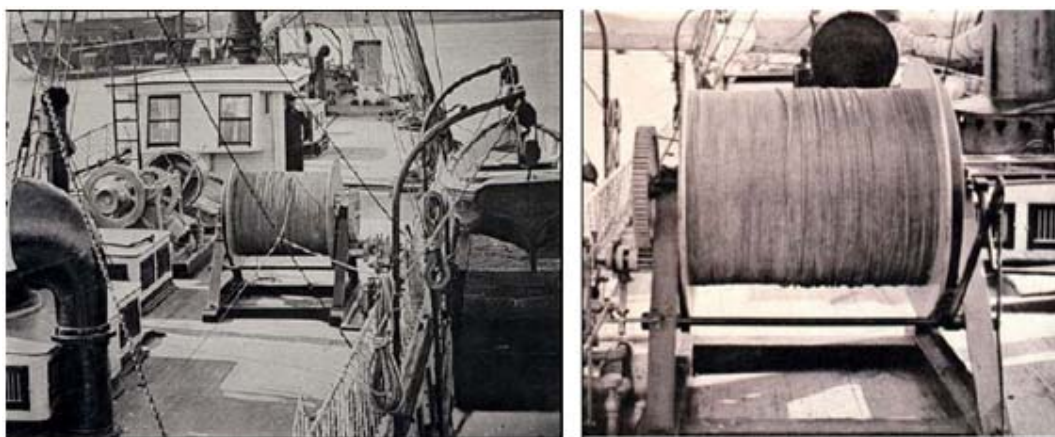
Слика 6.5.4. Резултати анализе прве тачке

Слика 6.5.5. Резултати анализе друге тачке

Слика 6.5.6. Резултати анализе треће тачке

1.0 Увод

Тема овог мастер рада је конструисање витла за кран. Као подршка процесу конструисања коришћен је програмски пакет *Autodesk Inventor 2012*. Витло је механички уређај чија је основна намена да намотава кабл на сопствени добош. У најједноставнијој верзији садржи добош са намотаним каблом и одређену врсту погона (људски, електрични или хидраулички). Кроз историју витла су коришћена на рибарским бродовима за подизање терета, затезање једара и њихову контролу (слика 1.1). Традиционална витла имају ручицу за намотавање директно повезану са хоризонталном осом добоша. Напреднија витла садрже одређени зупчasti преносни механизам који покреће електрична, хидрауличка или пнеуматска машина или машина са унутрашњим сагоревањем.



Слика 1.1 Витла из ранијег периода коришћена 1880 године [5]

У почетку је напреднији систем витла био коришћење пара дршки за подизање по систему педала за бициклу. Витла су коришћена дуго кроз историју тако да је њихова првобитна намена непозната. Најстарији познати пример коришћења витла је за подизање воде из бунара. У данашње време витло је стационарни мотором погођен систем који се користи за подизање терета.

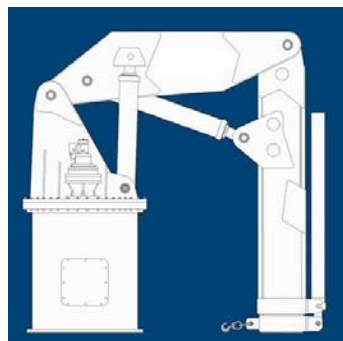
2. Предмет и циљ рада

Предмет рада је пројектовање витла за кран применом методологије индустријског дизајна, са концептом који обухвата комплексну анализу објективних околности, како би се сагледали реални услови у којима ће се производ користити.[4] Полазећи од идеје преко концептуалних решења, конструкције, провере и израде техничке документације, циљ је да се креира облик производа у складу са захтевима функције, технологије, ергономије и тржишта, користећи рачунарске програме који за резултат дају визуелне и друге податке потребне за израду реалног објекта предвиђеног за индустријску производњу.

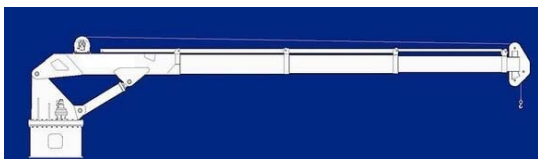
Конкретан случај за разматрање у раду ће бити витло за бродске кранове. Неки од основних типова кранова су: кран са једним покретним делом (слика 2.1), кран са два покретна дела (слика 2.2), кран са променљивим покретним делом (слика 2.3), кран са покретним постољем (слика 2.4).



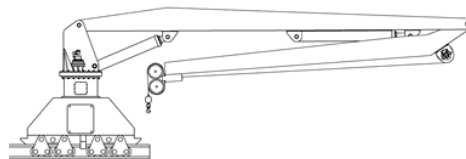
Слика 2.1 Кран са једним покретним делом [8]



Слика 2.2 Кран са два покретна дела [8]

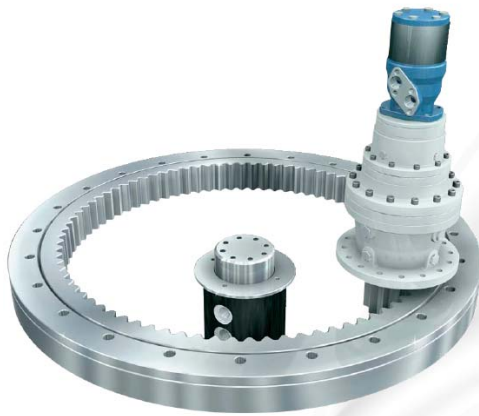


Слика 2.3 Кран са променљивим покретним делом [8]



Слика 2.4 Кран са покретним постољем [8]

Кранови приказани на сликама од 2.1 до 2.4 се састоје од постоља, које може бити покретно (преко шина) или стационарно (причвршћено за носач на броду). Ротирање крана по вертикалној оси се изводи помоћу хидро или електро мотора, путем зупчастог пара и лежаја на који се ослања зупчаник са унутрашњим озубљењем (слика 2.5).



Слика 2.5 Систем за заокретање крана по вертикалној оси

На слици 2.5 је приказан систем за заокретање крана при чему је искоришћен планетарни редуктор између електро мотора и улазног зупчаника, како би се искористио мали мотор, мале снаге, да се добије велики момент потребан за заокретање зупчаника и целог крана.

Подизање се до одређене тежине (5t) врши помоћу витла, док се за веће тежине (20t) користи хидраулика при чему је витло заковано. На слици 2.6 је приказан кран са цилиндрима и витлом.



Слика 2.6 Кран са витлом и цилиндрима за подизање

Поред самог унапређења дизајна витла потребно је водити рачуна и о трошковима, на тај начин што ће се прецизним прорачунима максимално или колико је то могуће избећи предимензионисање самих елемената које доводи до повећања тежине, па и саме цене коначног производа. Цена челика се нагло повећава тако да је јако битно водити рачуна и оптимално димензионисати све саставне елементе, а да се при томе не угрози одређени прописани фактор сигурности.

Коришћењем мање материјала постиже се следеће:

1. Смањују се трошкови
2. Технологија производње се може упростити

3. Трошкови транспорта од фабрике челика до произвођача па све до крајњег корисника могу бити доста смањени.

Главна компонента витла под оптерећењем је свакако сам добош који је приказан на слици 2.7. Производња добоша се заснива на савијању металне плоче под огромним притиском. Добош се прави тако што се равна плоча савије до цилиндричног облика, након чега се врши спајање дата два краја заваривањем. Повећањем дебљине зида добоша потребан је и већи притисак да се изврши савијање, тако да са повећањем дебљине плоче нагло расту и трошкови за производњу.



Слика 2.7 Добош за витло

Са смањењем тежине добоша смањује се и целокупна тежина витла. Због трошкова транспорта који узимају у обзир тежину, за добош који се савија у Србији, а поставља на витло у Сијетлу јако је битно да буде што оптималније тежине како би се избегли већи трошкови и поскупело само витло. На основу датих информација долази се до закључка да приликом пажљивог и детаљног конструисања саставних елемената могуће је постићи већу уштеду у погледу транспорта и производње.

Један од највећих проблема код витла је већи број слојева ужета на самом добошу који при линијској сили на самом ужету затеже обруч око добоша при чему се јављају доста компликована напрезања између ужета и добоша. Неки од доступних прорачуна за дебљину зида добоша су Асоцијација стандарда Аустралије и *DNV* стандард који ће бити коришћен при прорачуну.

3. Процес конструисања

Процес конструисања почиње идејом да се развије нови производ, а завршава се на испитаном прототипу. Резултат овог процеса је пројектна документација која представља подлогу за производњу. Решавање проблема конструисања обавља се у више међусобно повезаних фаза коришћењем принципа анализе и синтезе. Свака фаза представља заокружену целину сачињену од више операција. У овом процесу се иде од квалитативног ка квантитативном, што значи да се у сваком новом кораку врши конкретизација, побољшање и надоградња претходног корака. У свакој фази процеса конструисања се обезбеђују подаци неопходни за наредну фазу али се, на основу тих података, могу критички процењивати и резултати претходних фаза. Конструктор се при процесу конструисања среће са различитим проблемима. За решавање ових проблема може се применити уопштени поступак приказан на слици 3.1, који се састоји од следећих фаза:

-*Конфротација* са постављеним проблемом. Интензитет конфротације зависи од знања, способности и искуства конструктора.

-*Информације* о задатку, ограничењима, принципима могућих решења, позната решења сличних проблема, итд.

-*Дефиниције* суштине проблема на апстрактном нивоу са одређивањем циљева и ограничења будућих решења.

-*Креације* – стварање варијанти системских комбиновањем могућих решења.

-*Процене* ваљаности креираних варијанти решења и њихове провере.

-*Одлуке* о избору најбољег решења.[1]



Слика 3.1 Уопштени поступак решавања проблема [1]

3.1 Конструисање помоћу рачунара

Рационализација процеса конструисања добија све већи значај, па је то постао првенствени задатак у индустрији, који се све више решава применом савремене рачунарске технике. Применом рачунара знатно се скраћује време прорачуна, цртања и уређивања података. Увођењем *CAD* система повећава се продуктивност и смањују производни трошкови. Конструктор има предност у способности апстракције, креативног начина размишљања и искуственом, интуитивном одлучивању. Уз примену рачунара омогућава се ефикасније решавање проблема. Предност рачунара је у брзој и тачној обради великог броја информација, као и њиховом меморисању и могућности доношења одлука до извесног нивоа сложености уз програмску подршку.

Најзначајније технологије примене рачунара у свим фазама развоја производа су:

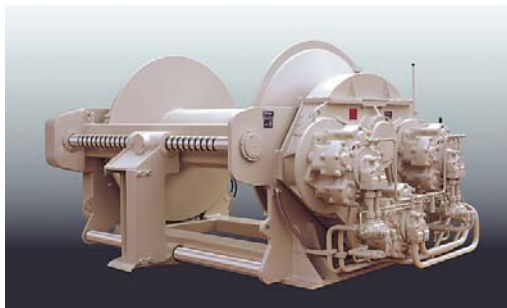
- *CAD (Computer Aided Desing)* - пројектовање коришћењем рачунара
- *CAM (Computer Aided Manufacturing)* – производња подржана рачунаром
- *CAE (Computer Aided Enginering)* – анализа и оптимизација помоћу рачунара
- *CAP (Computer Aided Planing)* – планирање помоћу рачунара
- *CAQ (Computer Aided Quality Assurance)* – обезбеђивање квалитета посредством рачунара
- *CAT (Computer Aided Testing)* – тестирање посредством рачунара
- *CIM (Computer Integratet Manufacturing)* – интегрисање конструкције и производње помоћу рачунара

Тростандионална, 3D приказ има велику предност поготово код примене рачунара у процесу конструисања. Тако конструисани просторни објекат преко горе наведених технологија поседује све информације потребне за израду, прорачун, анализу, симулације и контролу.[1]

4. Прикупљање и анализа улазних података

4.1 Анализа постојећих решења

Витла као погон користе хидро или електро моторе, а у неким случајевима и моторе са унутрашњим сагоревањем. У првом случају погон је повезан директно са добошем, а у другом су три мотора преко зупчаника у спрези са централним који преко главчине покреће добош. На сликама 4.1.1 и 4.1.2 су приказана нека од могућих извођења погона.



Слика 4.1.1 Витло са три погона



Слика 4.1.2 Витло са једним погоном

Правилно намотавање сајле на добош се врши вођењем уз помоћ моталице (слика 4.1.3). Моталица са ваљцима је преко навојног вретена повезана са ланцем који је у вези преко ланчаника са главчином на добошу. На основу преносног односа ланчаника дефинише се брзина окретања навојног вретена, тј. хоризонтално померање моталице.



Слика 4.1.3 Завојно вретено са моталицом

На сам добош се поставља заштитна љуска из два дела са жлебовима за сајлу (слика 4.1.4). Њен циљ је да спречи оштећење самог добоша, јел је свакако са становишта монтаже и демонтаже као и економске исплативости боље мењати само љуску, а не цео добош.

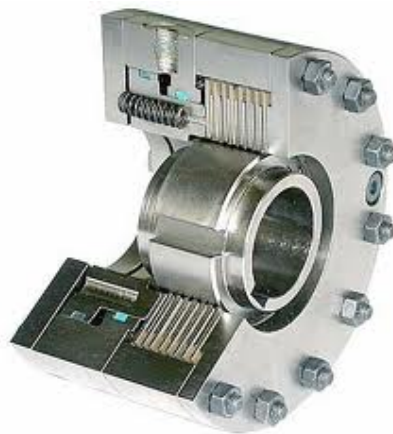


Слика 4.1.4 Постављање заштитне љуске на добош

Постављање се обично врши завртњима који се везују за само тело добоша или једноставно заваривањем заштитних љуски за добош.

Добош је са једне стране повезан са погоном директно или преко редуктора, док се са друге стране ослања на лежај који носи целокупну тежину добоша са саставним компонентама.

Кочнице које се користе код витала могу бити механичке, хидрауличне или електро. Механичка или хидраулична кочница преко обруча везаног за подножну плочу зауставља кретање. Друга врста често коришћених кочница је мултидискна (слика 4.1.5), која зауставља главчину повезану са добошем на страни лежаја или се директно налази унутар самог редуктора. Постоји још и динамичка кочница која помоћу погонске јединице ствара отпор кретању добоша.



Слика 4.1.5 Мултидискна кочница

4.2 Спецификација ограничења

Машине и системи за подизање терета потребно је да буду дизајнирани тако да могу да раде у посебним условима које захтева окружење:

- температура околине до 35°C
- температура унутар самог уређаја између 5° C и 55° C
- релативна влажност ваздуха 96%

Дате вредности треба преиспитати уколико машина ради у тропским условима. За уређаје на којима се налази лед потребно је преиспитати сам положај на палуби. Све компоненте система потребно је конструисати тако да задовољавају потребе капацитета и функционалних захтева. Релативна померања при променама оптерећења, температурне промене и вибрације у интеракцији са носачем уређаја су дозвољене како би се избегли штетни ефекти. Завртњи и навртке изложени динамичким оптерећењима и вибрацијама потребно је да буду осигурани или преднапрегнути. Потребно је обезбедити адекватно подмазивање лежаја и зупчаника унутар система.

Приликом повезивања витла са краном потребно је узети у обзир сва напрезања која се јављају приликом нормалног рада крана. Витло мора бити постављено са оперативном кочницом, која у нормалним условима апсорбује енергију кроз систем витла. Операциона кочница се користи при нормалном кочењу у нормалним операцијама. Капацитет и снага операционе кочнице потребно је докуменовати приликом тестирања. Такође једно од неписаних правила је да треба да постоји и механичка кочница помоћу које може да се заустави витло уколико откаже хидраулика. Смер окретања добоша приликом подизања терета треба да буде у смеру казаљке на сату. Операциони систем треба да буде подешен тако

да се аутоматски враћа на положај за кочење када оператер пусти контроле. Ипак код кранова који раде са константним напонима по пуштању контрола кочница треба да остане искључена.

Пречник самог добоша се одређује на основу:

- броја радних часова у току дана
- начина намотавања сајле на добош
- начин оптерећења

и треба да буде прилагођен одабраном каблу, по упутствима од стране произвођача. Однос D_p/d не сме да буде мањи од 18 где је:

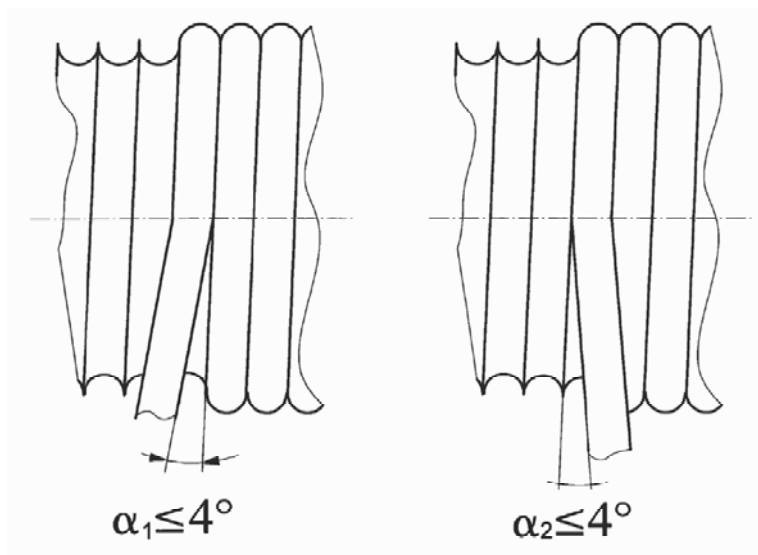
D_p - пречник корака добоша

d - номинални пречник челичног кабла

Добош треба да буде тако конструисан да на њему не буде више од три слоја челичног кабла. Дозвољено је користити више од три слоја челичног кабла уколико садржи независно жичано језгро "*independent wire rope core*" и уколико је испуњен један од следећих услова:

- обезбеђен уређај за вођење челичног кабла
- угао намотавања ограничен на 4° (слика 4.2.1)
- подешен подељен добош
- издвојен погонски добош.

Када је број слојева на добошу већи од 7, потребно је извршити додатне провере.



Слика 4.2.1. Угао кабла при намотавању [6]

У свим условима, растојање између врха фланже и последњег слоја намотаног кабла на добош не сме да буде мање од 2,5 пута пречника кабла, осим када је постављен заштитни елемент који спречава пренамотавање сајле на добош. Добош се израђује савијањем равне плоче или се користи изливена цев. Феритни нодуларни лив са минималним истезањем од 10% је дозвољен. При испитивању добоша потребно је узети у обзир ефекат свих сила које делују на сам добош, укупно савијање, смицање и торзију. Напони у каблу захтевају примену фактора појачања као и динамичког фактора ψ . Силе које се јављају директно су повезане са кочницом и погонским мотором. Добош се димензионише тако да може да поднесе површински притисак који делује при максималном броју слојева кабла. Напон на добошу се израчунава преко обрасца:

$$\sigma_h = C \cdot \frac{s}{p \cdot t_{av}}. \quad (1)$$

Где су:

σ_h - напон на добошу

s - максимална сила на ужету при намотавању

p - корак навоја на добошу за уже (размак између ужета, од центра до центра, за један слој)

t_{av} - дебљина зида добоша

$C=1$ за један слој

$C=1,75$ за два или више слојева.

Потребно је специјално размотрити фактор ужета C за више од два слоја намотаја на добошу (у документацију је потребно увести и посебна тестирања самог добоша). Вредност фактора C зависи од променљивих као што је конструкција добоша, карактеристике ужета, услови рада, начин оптерећења и намотавања, за C фактор ће бити усвојена вредност 3 уколико је реч о подводним операцијама са константним оптерећењем од првог слоја при коришћењу крутог ужета. Фланже на добошу треба да буду димензионисане на тај начин да могу да поднесу притисак од стране ужета. На основу датог притиска јављају се напрезања, која су највећа на споју између фланже и добоша. Притисак на фланжама је дат обрасцем:

$$p_f = \frac{2 \cdot t_{av}}{3 \cdot D} \sigma_h. \quad (2)$$

D — спољашњи пречник добоша

Претпоставља се да је притисак који делује на површинну добоша p_d три пута већи од притиска на фланжи. Израчунати напон не сме да пређе 85% од границе течења материјала.[3] Поред датих ограничења, потребно је конструисати витло на следећи начин:

- избегавати заварене везе, колико је то могуће
- користити завртањске везе за бочну и подножну плочу витла
- једини заварени део је добош са његовим компонентама (фланже и унутрашње плоче)
- као погон користити хидромотор са планетарним преносником
- ослањање на лежај се врши само са једне стране.

5. Дизајн новог решења

Да би се дошло до оптималног конструкцијског решења за постављени технички задатак потребно је проћи кроз неколико тачно дефинисаних фаза. Главне фазе процеса конструисања су:

- разрада постављеног задатка
- конципирање конструкције
- формирање конструкције
- детаљно конструисање

Фаза разраде техничког задатка обухвата прикупљање информација о захтевима и ограничењима које поставља технички задатак. Ова фаза се извршава детаљном разрадом спецификација техничког задатка, односно формирањем листе захтева.

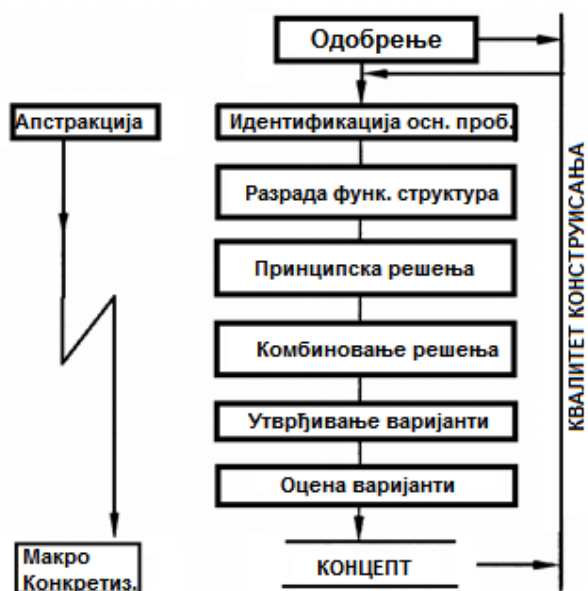
Фаза конципирања конструкције обухвата одређивање структура функција, тражење принципа решења за поједине функције и њихово комбиновање у варијанте концепције. Потребно је формирати више различитих варијанти концепције и изабрати најбољу по техничким и економским критеријумима. Све кораке у овој фази треба детаљно и пажљиво проћи јер је евентуалне недостатке тешко или немогуће отклонити у наредним фазама.

Фаза формирања конструкције обухвата избор распореда, облика и димензија делова и склопова на основу изабране концепције. Извршава се кроз два корака, прелиминарног и дефинитивног пројекта. Обично се ради са више варијанти прелиминарног пројекта да би се добиле информације о предностима и недостацима појединих варијанти.

Фаза детаљног конструисања обухвата коначан избор распореда, облика, димензија и материјала делова и склопова, карактеристика површина и проверу техничке и економске прихватљивости. У оквиру ове фазе врши се израда и провера целокупне документације потребне за производњу и експлатацију пројектованог машинског система. [1]

Конципирање је значајна фаза процеса конструисања у којој се од наметнуте апстракције долази до конкретне конструкције. Након анализе и јасног утврђивања постављених захтева, проналажењем одговарајућих решења, утврђује се начелно решење задатка.

Конципирање конструкције се може спроводити на више начина, са циљем да се на крају ове фазе усвоји оптимални концепт решења. На слици 5.1.1 приказан је један од могућих редоследа у конципирању конструкције.



Слика 5.2 Редослед у конципирању конструкције [2]

Почетак у конципирању је идентификација основних проблема. Процес се наставља апстрактним решењем функционисања система. Под функционисањем подразумевамо стабилну способност ка одређеним деловањима, задржавајући предзнак правилног деловања. Уопште говорећи систем може деловати неправилно, што указује на степен одговорности конструктора у овој фази. Функционисање система је заправо правилно понашање система.

Заједно са функционисањем, структура је најважније својство система. Структура је карактеристика унутрашње организације, реда и грађе система, то је целокупност елемената и односа међу њима.

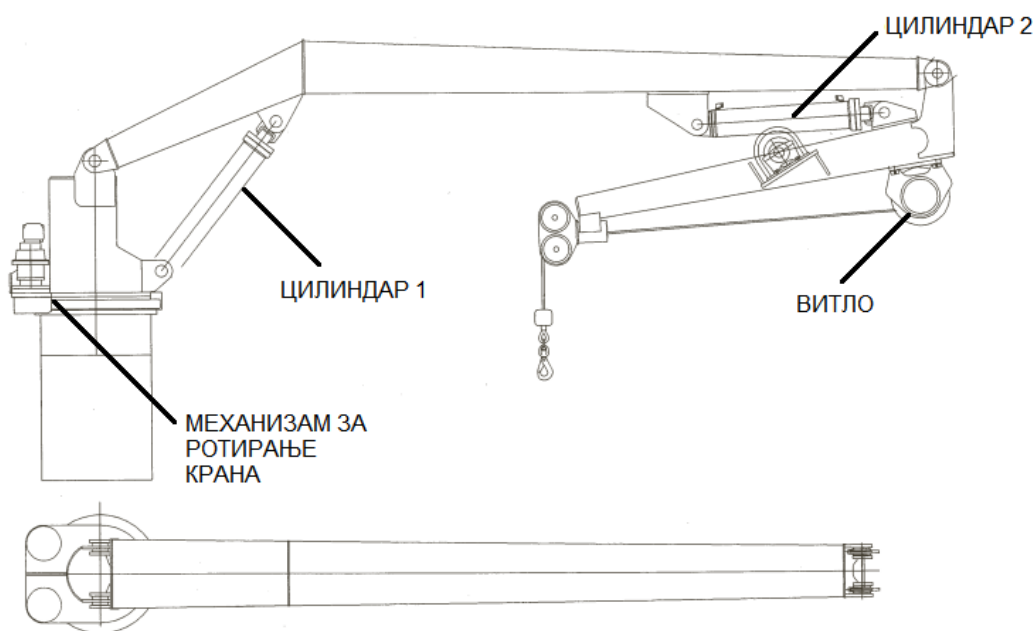
Функционисање система задаје се структуром. Код релативно затворених, структура потпуно одређује начин функционисања. Са друге стране, једна те иста функција може бити реализована различитим структурама. Оваква веза између функционисања и структуре система, условљава да се у фази конципирања заснива више функционалних структура, како за општу функцију тако и за парцијалне функције система. Решења су алтернативна и најчешће принципски могућа. Способност конструктора је да сагледа могуће функционалне структуре за реализацију правилног функционисања система. Претраживањем, комбиновањем и апстрактним размештањем долази се до избора и утврђивања одређених концепцијских

варијанти. Оценом утврђених варијанти и одређеном методом вредновања формира се концепт решења.

Потребно је истаћи да је конципирање веома важан и одговорна фаза конструисања од које у многоме зависи општи квалитет конструисања. Од конструктора тражи пуно знања о могућим начинима функционисања система, као и способности успешног превођења апстрактне идеје у конкретан пример.[2]

5.1 Конструкција крана

Из каталога је одабран кран за који се конструише витло, кран је приказан на слици 5.1.1.



Слика 5.1.1 Кран са основним елементима [9]

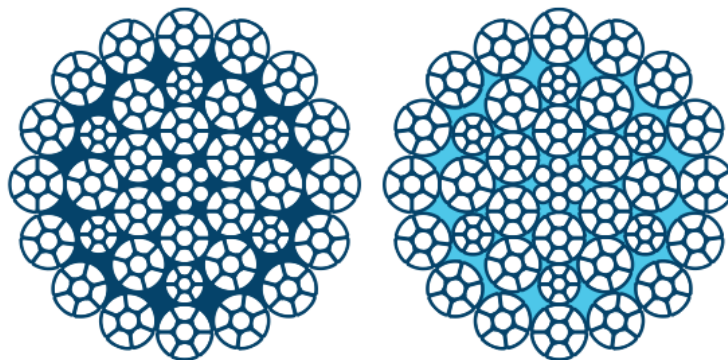
Карактеристике датог крана:

- носивост крана је 20 тона
- максимални радијус крана је од 8 до 10 метара (у зависности од капацитета добоша)
- тежина крана је 2600 килограма

5.2 Уже за витло

Према задатим карактеристикама крана потребно је пре свега пронаћи одговарајуће уже које се користи за кранове са одговарајућим карактеристикама.

Одабрани кран се користи на бродовима где се јавља велика корозија па је из датих разлога обавезно користити сајле пресвучене поцинкованим слојем. На слици 5.2.1 је приказано језгро сајле прилагођене датим условима.



Слика 5.2.1 Језгро ужета [10]

Карактеристике ужета су дате табелом приказаној на слици 5.2.2, а изабране су следеће:

- дебљина 16 mm
- тежина 1,28 kg/m
- носивост 24 t
- торзија при 20% оптерећења је 6 Nm.



Endurance DYFORM® 34LR & 34LRPI

Diameter	Approx. nominal length mass	Minimum breaking force (Fmin)				Axial stiffness @20% load	Torque generated @20% load		Metallic cross section
		EIPS / 1960 grade		EEIPS / 2160 grade			Ordinary	Lang's	
mm	kg/m	kN	tonnes	kN	tonnes	MN	N.m	N.m	mm²
Dyform 34x7									
10	0.50	92.1	9.39	96.7	9.9	5.8	1.5	3.3	58
11	0.61	111	11.4	117	11.9	7.0	2.0	4.4	70
12	0.72	133	13.5	139	14.2	8.3	2.5	5.7	84
13	0.85	156	15.9	163	16.7	9.7	3.2	7.3	98
14	0.98	181	18.4	190	19.3	11	4.0	9.1	114
15	1.13	207	21.1	218	22.2	13	5.0	11	131
16	1.28	236	24.0	248	25.2	15	6.0	14	149
17	1.45	266	27.1	279	28.5	17	7.2	16	168

Слика 5.2.2 Карактеристике ужета [10]

5.3 Добош

Како би се израчунала укупна дужина ужета која може да се намота на добош, потребно је одредити основне димензије добоша. За то је коришћен програм за израчунавање укупне дужине ужета. На основу унетих улазних података добијени су резултати приказани на слици 5.3.1.

A Пречник добоша 50 cm

B Пречник фланже 63 cm

C Дужина добоша 48 cm

D Слободан простор ANSI B30.7 - 1/2" clearance 1.27 cm

E Пречник ужета English Metric = inches 16 mm 0.6299212

Површина добоша ☐ Глатка ☒ Ожлебљена

Calculate Clear Values

Спој 1 = 46 Метара
Спој 2 = 95 Метара
Спој 3 = 147 Метара

Капацитет добоша 147 meters

Укупни радни капацитет 142 meters

Препоручени радни капацитет 114 meters

D/d однос 31.75

7 meters

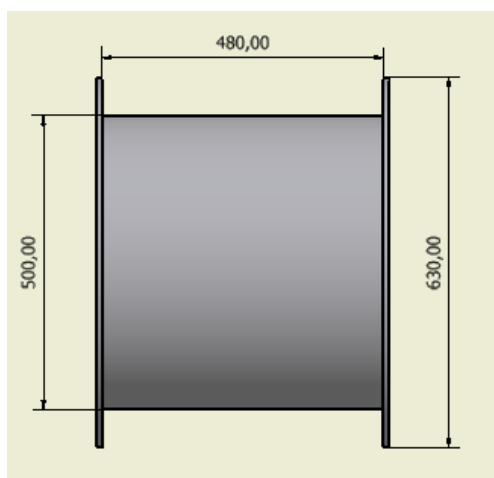
27 meters

Слика 5.3.1. Добијена дужина ужета на основу димензија добоша [11]

Из прорачуна се види да је капацитет добоша 147 метара, с тим да се први намотаји не користе због сигурности, тако да је препоручени радни капацитет 114 метара. Односом D/d представљен је однос спољашњег пречника добоша D и дебљине ужета d . Што је однос мањи, уже прави оштрије кривине приликом савијања око самог добоша. При намотавању гуменог црева око танке шипке црево би се испреламало, што је најједноставнији пример за дати случај. Оптималан однос је јако битан како би могло да се изврши правилно намотавање ужета око добоша. Добијена вредност је:

$$D/d=31.75>18 \text{ (гранична вредност)}$$

На слици 5.3.2 приказан је добош са основним димензијама.



Слика 5.3.2 Основне димензије добоша

Након утврђених основних димензија и дужине намотаног ужета, потребно је прорачунати дебљину зида добоша према *DNV* стандарду.

Према *DNV* стандарду напон на добошу не сме да буде већи од 85% од границе течења материјала добоша. Тако да дебљина добоша мора бити одговарајућа како не би дошло до савијања добоша услед притиска од стране ужета. Максимални напон на ужету је 20 тона при кочењу, када кран подиже терет уз помоћ цилиндара.

Претпоставке:

1. Напон на ужету се узима да је 110% из безбедносних разлога.
2. Корак ужета је 16 милиметара
3. Добош је прорачунат без укрућења

Вучна сила је:

$$s = 20 \times 10^3 \times 9.81 = 196\,200 \text{ N.} \quad (3)$$

За материјал добоша је коришћен челик са ознаком ST 52.3 чија је граница течења 520 MPa.

Дозвољена граница течења према стандарду је:

$$\sigma_p \leq 0.85 \sigma_y = 0.85 \cdot 520 = 442 \text{ MPa} \quad (4)$$

$$t_{av} = C \cdot \frac{s}{p \cdot \sigma_h} = 1.75 \cdot \frac{196.2}{0.016 \cdot 442} = 48.5 \text{ mm} \quad (5)$$

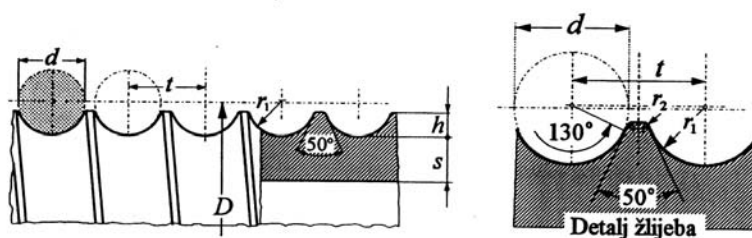
Дебљина зида добоша према дозвољеном напону је 49 милиметара.

Прорачун по *DNV* стандарду за дебљину добоша изведен у оквиру програмског пакета *Microsoft Office* је приказан на слици 5.3.3.

Напон на добошу		
$S = R_{sf} \cdot W_c$	196200	[N]
Фактор сигурности ужета	1.1	
Сила кочења	20	[t]
за $C=1 \Rightarrow \sigma_h = C \cdot \frac{S}{p \cdot t_{av}}$	175.178571	MPa
за $C=1.75 \Rightarrow \sigma_h = C \cdot \frac{S}{p \cdot t_{av}}$	306.5625	MPa
Фактор ужета до 3 слоја (C)	1	
Фактор ужета за више од три слоја (C)	1.75	
Конструктивна дебљина (t)	70	[mm]
Корак [p]	16	[mm]
Дозвољени напон	442	[MPa]
f_{yb}	520	[MPa]
Фактор сигурности	85%	
Drum thicknes (t)		
за $C=1 \Rightarrow t_{av} = C \cdot \frac{S}{p \cdot \sigma_h}$	27.743	[mm]
за $C=1.75 \Rightarrow t_{av} = C \cdot \frac{S}{p \cdot \sigma_h}$	48.551	[mm]

Слика 5.3.3 Прорачун у оквиру програмског пакета *Microsoft Office*

Након одређивања основних димензија добоша и његове дебљине потребно је прорачунати жлебове на добошу како би се обезбедило правилно намотавање сајле (слика 5.3.4).



Слика 5.3.4 Коте за ожлебљен добош [7]

$$0.375 \cdot d \leq h \leq 0.4 \cdot d \quad (6)$$

$$d = 16 \text{ mm}$$

$$0.375 \cdot 16 \leq h \leq 0.4 \cdot 16 \quad (7)$$

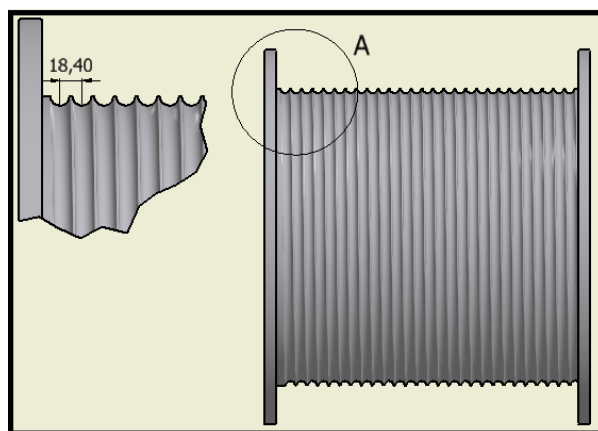
$$6 \leq h \leq 6.4$$

$$r_1 = 0.53 \cdot 16 = 8.48 = 8 \text{ mm} \quad (8)$$

$$t = 1.15 \cdot d = 1.15 \cdot 16 = 18.4 \text{ mm} \quad (9)$$

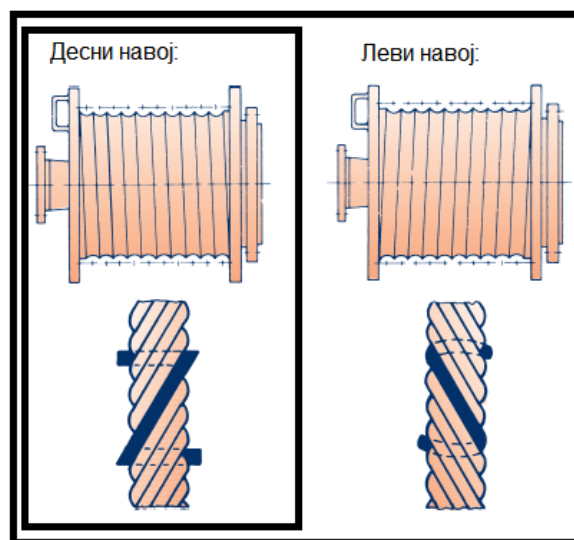
$$r_2 = 0.8 \text{ mm}$$

На слици 5.3.5 је приказан ожлебљен добош са израчунатим kotaма.



Слика 5.3.5 Ожлебљен добош

У зависности од жлебова да ли је десни или леви навој, узима се уже са супротно намотаним слојевима жице као што је приказано на слици 5.3.5.

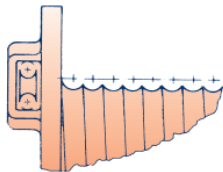


Слика 5.3.6 Избор ужета према жлебовима на добошу

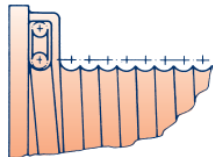
Након конструисања добоша потребно је одредити како ће се уже везивати на добош. Могућа су следећа решења:

- клинасто закључавање:

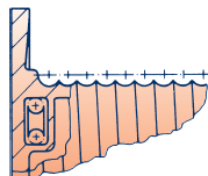
а) Са спољне стране фланже



б) Са унутрашње стране
(заузима два споја ужета)

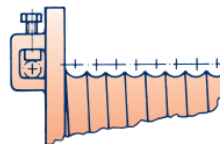


в) У склопу добоша

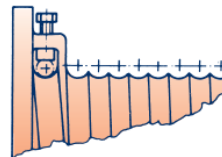


- систем стеге:

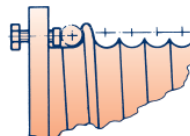
а) Са спољне стране



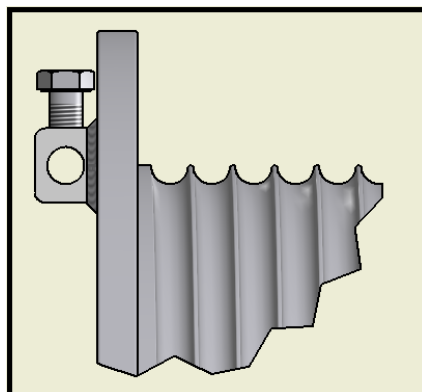
б) Са унутрашње стране
(заузима два споја ужета)



в) Са унутрашње стране, у случају незгоде
лако се одваја, без оштећења ужета или
добоша.



Усвојено је клинасто закључавање, везивање са спољне стране уз помоћ завртња. На слици 5.3.7 приказан је измоделиран елемент за везивање ужета.



Слика 5.3.7 Измоделиран елемент за везивање ужета

Фланже за добош треба да буду тако конструисане да трпе бочни притисак који одговара притиску изазваном од стране намотаја на добошу. Претпоставља се да притисак линеарно расте од нуле на трећем слоју до највиших вредности на првом. Напон на фланжи је:

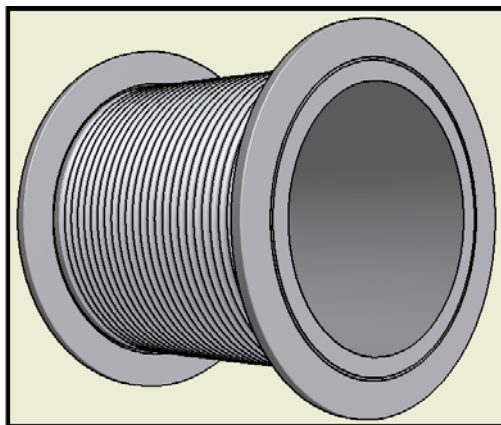
$$p_f = \frac{2t_{av}}{3D} \sigma_h = \frac{2 \cdot 49}{3 \cdot 500} \cdot 442 = 24,54 \text{ N/mm}^2 < \sigma_d \quad (10)$$

$$\sigma_d = 442 \text{ Мра}$$

Притисак који делује на добош три пута је већи од притиска на фланжама :

$$p_d = 3 \cdot p_f = 73,63 \text{ N/mm}^2 \quad (11)$$

Измоделирана фланжа за добош у склопу са осталим компонентама приказана је на слици 5.3.8.



Слика 5.3.8 Фланже на добошу

5.4 Планетарни преносник и хидромотор

Планетарни преносници спадају у групу специфичних преносника чија се све већа употреба заснива на великом броју карактеристичних особина. Карактеристике и предности планетарних преносника су:

- велики преносни односи,
- могућност постизања различитих преносних односа,
- могућност поделе снаге на погонском вратилу на више гоњених вратила
- могућност диференцијања и суперпозиције бројева обртаја,
- могућност примене зупчаника мањих модула,
- добар степен корисног дејства,
- добро искоришћење унутрашњег простора конструкције,
- могућност резервних преноса и др. [3]

Планетарни преносници омогућавају остваривање великих преносних односа што је једно од основних предности преносника ове врсте. Одређена кинематска решења дозвољавају преносне односе при редукцији и до $i=1000$, наравно уз мали степен искоришћења. Постизање екстремно високих преносних односа праћено је падом степена корисног дејства. Оптималне вредности преносних односа једноставнијих планетарних преносника леже у границама $i=3,15-12,5$, односно код двостепених $i=10-125$.

Планетарни преносници изведени као диференцијални омогућавају диференцирање и суперпонирање како кретања тако и снаге која се доводи или одводи из преносника. Ова карактеристика је од посебног значаја при концептуалном решавању конструкције.

Могућност да се простор између централних зупчаника попуни са већим бројем сателита обезбеђује добро искоришћење унутрашњег простора и збијену конструкцију планетарних преносника. Примена више сателита омогућава да се оптерећење преноси истовремено са већим бројем зуба, што доводи до смањења оптерећења и избора мањих модула. Захваљујући оваквим особинама планетарни преносници су два до три пута лакши од класичних редуктора исте снаге и преносног односа. Оправданим захтевима снижења маса и габаритних димензија одговарају погони са планетарним преносницима. [3]

Конструкциона решења улежиштења појединих елемената планетарних преносника могу бити поједностављена, јер главни лежајеви свих обртних чланова (осим сателита) нису радијално оптерећени. Силе које овде делују јављају се као парови сила. Ово важи за планетарне преноснике са више од два сателита.

Погонски централни зупчаник не захтева посебна улежиштења јер је вођен спрегом са сателитом. То омогућава довођење високих бројева обртаја(и до $30\,000\,min^{-1}$) у преносник (случај гасне турбине).

Планетарни преносници омогућавају пренос високих снага, екстремно високе преносне односе, при добром степену корисног дејства и малим габаритима.

Добре особине планетарних преносника условљавају да се у модерним конструкцијама све више јавља тенденција замене стандардних преносника планетарним. То се све више види и испољава у модерној градњи алатних машина, моторних возила, транспортних уређаја, текстилних машина, машина за производњу папира, управљачким и регулационим уређајима, итд.

Поред наведених предности, планетарни преносници имају и одређене недостатке:

- *компликованији су од класичних преносника,*
- *сложеније су кинематике и монтаже,*
- *осетљивији су на промену међусобног растојања*
- *могућа је појава допунских сила услед недовољне тачности расподеле оптерећења између сателита,*
- *скупљи су од стандардних преносника. [3]*

На слици 5.4.1 је приказан планетарни преносник.



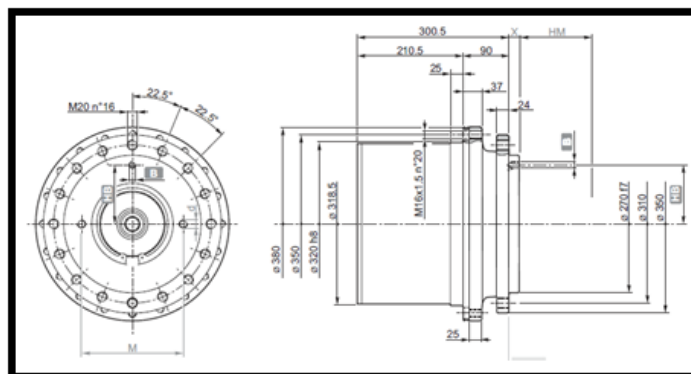
Слика 5.4.1 Планетарни преносник

Преносник коришћен код витла је намењен за гусеничар багера као што се може видети на слици 5.4.2, али уз одређене модификације на улазу може се користити код витла.



Слика 5.4.2 Платенарни преносник коришћен код багера [12]

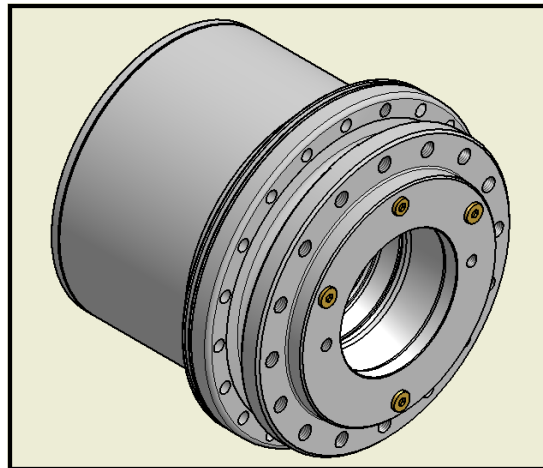
Према захтеваним условима рада и носивости витла од 5 t, из каталога је одабран планетарни преносник. На слици 5.4.3 је приказан редуктор са основним димензијама потребним за прављење тродимензионалног модела.



Слика 5.4.3 Планетарни редуктор са основним димензијама [12]

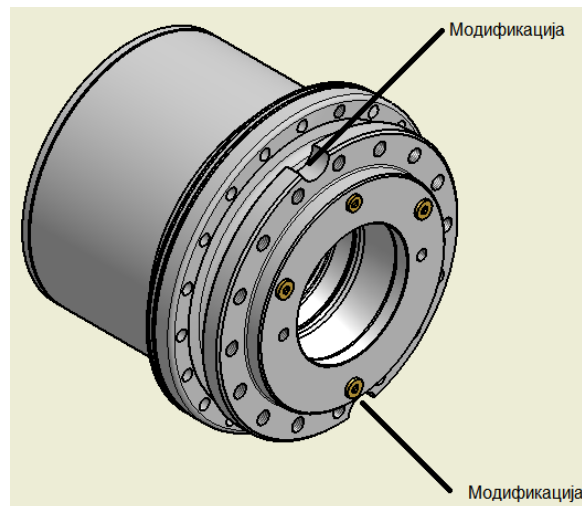
Коришћен редуктор је предвиђен за везивање са једне стране на улазу и са супротне стране на излазу из тог разлога није могуће извршити повезивање редуктора са витлом без одређене модификације.

Измоделирани планетарни преносник је приказан на слици 5.4.4.



Слика 5.4.4 Модел планетарног редуктора

Како би се обезбедило везивање са једне стране потребно је извести модификацију као што је приказано на слици 5.4.5.



Слика 5.4.5 Модел модификованог планетарног преносника

Заокретањем улазног вратила могуће је подесити модификоване отворе у правцу отвора за везивање, на тај начин се остварује веза између редуктора на излазу и добоша.

Дати редуктор се израђује са различитим преносним односима, преносни однос коришћеног редуктора је $i=67.36$.

Након одабира планетарног преносника, потребно је извршити одабир хидромотора на основу терета који треба да подигне.

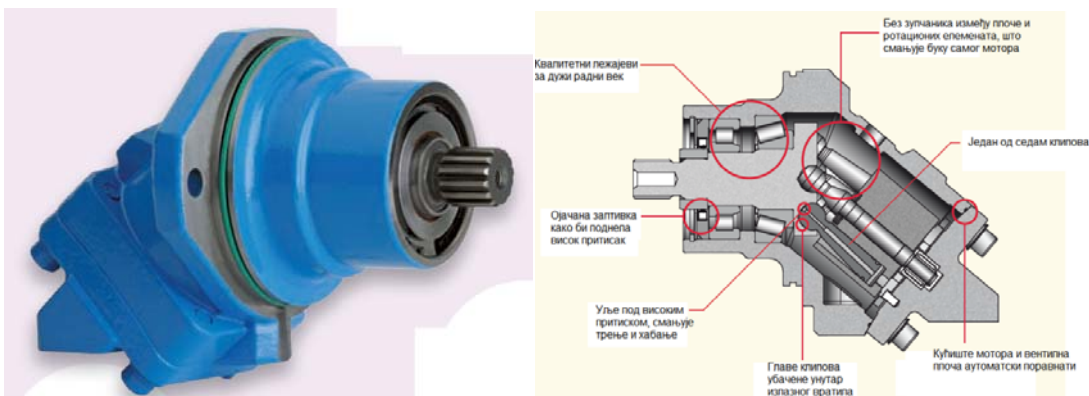
Захтеване карактеристике витла:

- $H=20\text{ m}$ (висина дизања витла)
- носивост 5 t
- израчунати брзину дизања.

Хидромотори трансформишу проток течности кроз систем у ротациону брзину и притисак самог флуида у механички момент. Ротациона брзина мотора је пропорционална самом протоку кроз њега. Произведени момент је пропорционалан притиску унутар система. Хидромотори се користе код система који захтевају велики момент, а да при том не заузимају много места. Користе се у условима где су:

- механичка извођења тешка или скоро немогућа
- недоступни електрични или пнеуматски извори
- опасна окружења (ризик од експлозије или екстремне температуре)

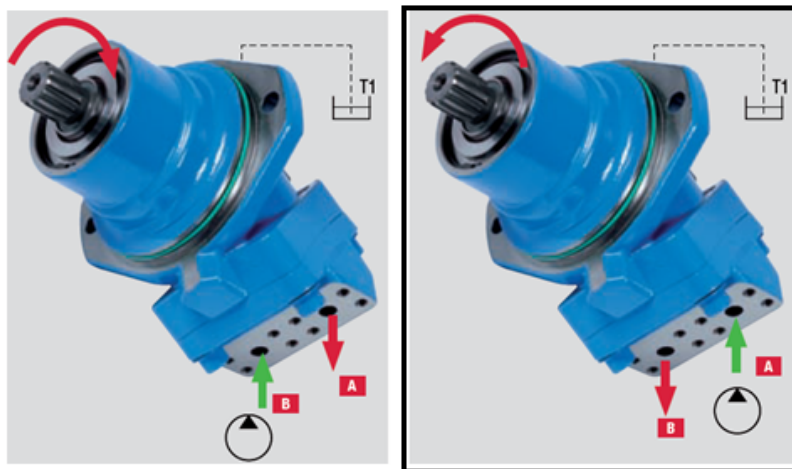
За дато витло је коришћен клипни хидро мотор приказан на слици 5.4.6.



Слика 5.4.6 Клипни хидромотор [12]

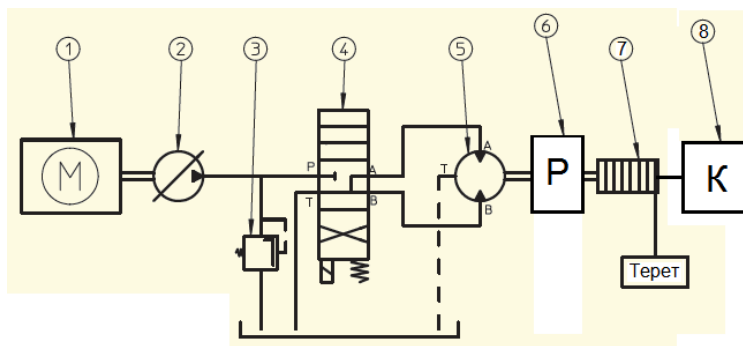
Дати хидромотори се покрећу уљем на бази минерала, вискозности између 15 и 200 Cst . Радни век хидромотора претежно зависи од квалитета самог флуида и његове чистоће унутар самог система. Минимална брзина ротирања је 200 min^{-1} (у посебним условима може да се сведе на 50 min^{-1}). Сам мотор може да ротира у оба смера у зависности од начина везивања.

Према жљебовима на добошу ротирање се врши у правцу казаљке на сату, па се везивање изводи као што је приказано на слици 5.4.7.



Слика 5.4.7 Везивање хидромотора у систем [12]

Целокупни систем је приказан на слици 5.4.8.



Слика 5.4.8 Целокупни систем за покретање витла

1. Електро мотор; 2. Пумпа; 3. Сигурносни вентил; 4. Вентил; 5. Хидро мотор;
6. Планетарни редуктор; 7. Оптерећено витло; 8. Кочница

Витло треба да ротира брзином $n=15$ o/min, а на основу терета који подиже од 5 тона потребно је одредити захтевани момент на излазу из редуктора.

$$M_r = 5000 \cdot 9,81 \cdot \frac{500}{2 \cdot 1000} = 12262.5 \text{ Nm} \quad (12)$$

Како је преносни однос планетарног преносника $i=67,36$, хидромотор треба да обезбеди следећи момент на улазу:

$$M_{hm} = \frac{M_r}{i_p} = \frac{12262.5}{67,36} = 182.04 \approx 182 \text{ Nm} \quad (13)$$

Где су:

M_r - момент на излазу редуктора

M_{hm} - захтевани момент на хидромотору

Из каталога се бира хидромотор који може да обезбеди обртни момент од 182 Nm при броју обртаја:

$$i = \frac{n_1}{n_2} \Rightarrow n_1 = i \cdot n_2 = 67,36 \cdot 15 = 1010,4 \approx 1010 \text{ o/min} \quad (14)$$

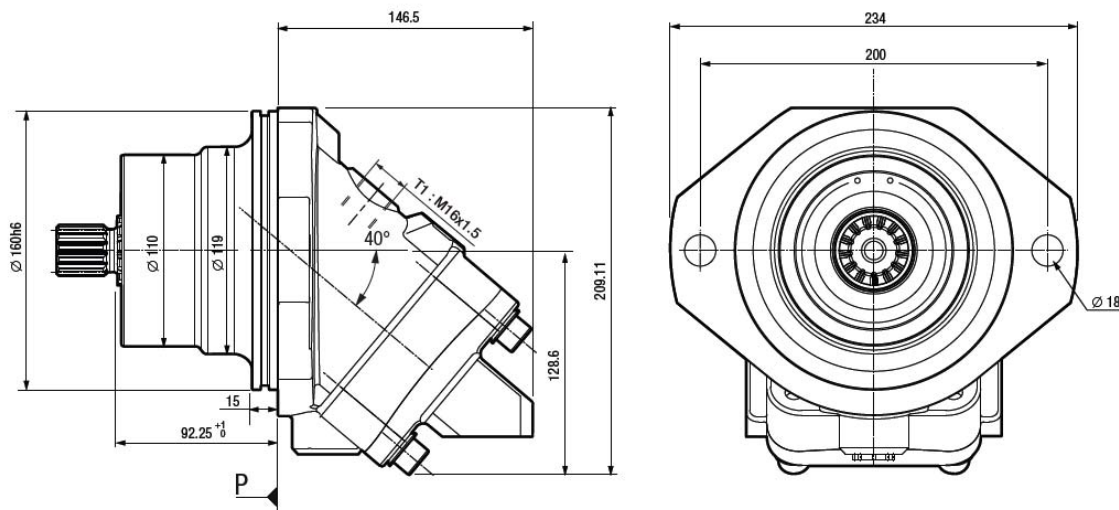
На слици 5.4.9 је приказана табела са карактеристикама одговарајућег хидромотора.

Запремина	Континуална максимална брзина	Испрекидана максимална брзина	Макс. проток	Момент по бару	Момент на 350 бари	Температура	Максимални дозвољени притисак	Тежина
32	6300	6900	202	0.5	175	-25 / 110	400 / 450	11.5
41	5800	6200	230	0.65	227	-25 / 110	400 / 450	11.5
50.3	5000	5500	252	0.8	280	-25 / 110	400 / 450	19
63	5000	5500	315	1	350	-25 / 110	400 / 450	19
80.4	4500	5000	362	1.27	445	-25 / 110	400 / 450	26
90	4500	5000	405	1.42	499	-25 / 110	400 / 450	26
108.3	4000	4400	435	1.7	595	-25 / 110	400 / 450	26

Слика 5.4.9. Карактеристике хидромотора [12]

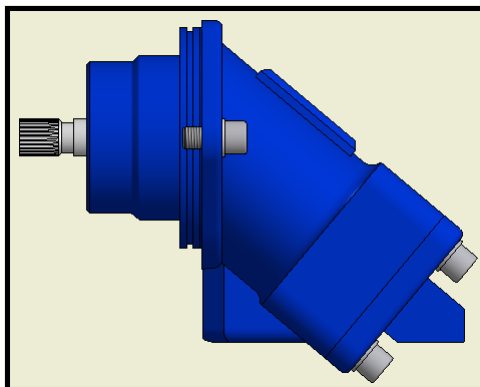
Максимални момент под притиском од 350 бара је 280 Nm што је знатно веће од захтеваног $M_{hm} = 182 \text{ Nm}$. Смањењем притиска тј. коришћењем мање пумпе може се обезбедити потребни момент за подизање терета. Како по једном бару притиска хидромотор обезбеђује момент од 0,8 Nm, тако је потребан притисак $\frac{182}{0,8} = 227,55 \approx 230$ бара, при 1010 o/min.

На слици 5.4.10 је приказан хидромотор са основним габаритним димензијама потребним за моделирање.



Слика 5.4.10. Основне димензије хидромотора [12]

На слици 5.4.11 је приказан тродимензионални модел коришћеног хидромотора.



Слика 5.4.11 Тродимензионални модел хидромотора

Захтевана брзина на улазу је $n_1 = 1010 \text{ o/min}$ број обртаја усвојеног хидромотора је $n_{1h} = 1010 \text{ o/min}$ тако да је број обртаја на добошу:

$$n_d = \frac{n_{1h}}{ir} = \frac{1010}{67.36} = 14,99 \approx 15 \text{ o/min} \quad (15)$$

На основу датих података брзина дизања је:

$$v_{diz} = \pi \cdot n_d \cdot D_d = \pi \cdot 15 \cdot 0.500 = 23.56 \approx 24 \text{ m/min} \quad (16)$$

Време дизања на 20 метара је:

$$t_H = \frac{H}{v_{diz}} = \frac{20}{\frac{24}{60}} = 50 \text{ sekundi} \quad (17)$$

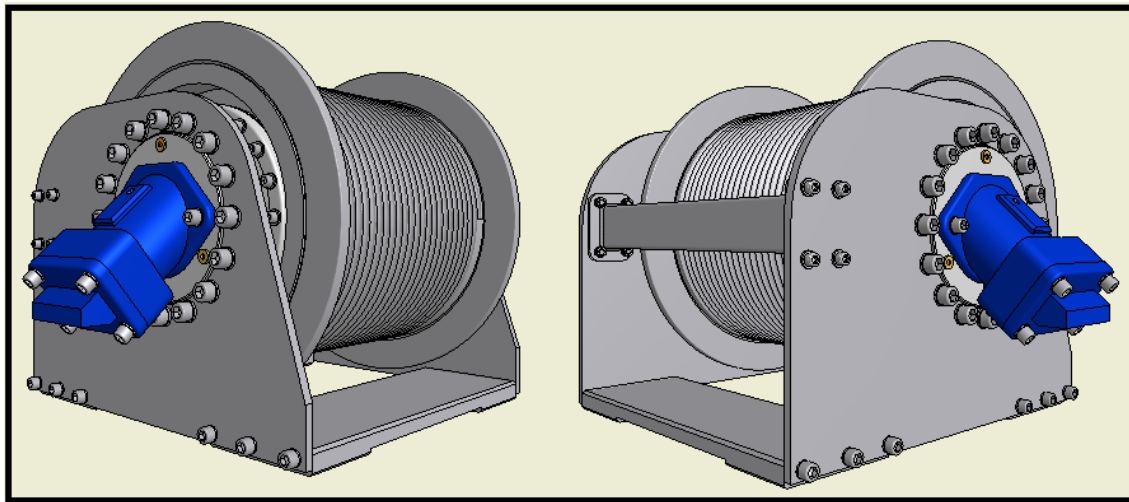
Целокупан прорачун из ексела је приказан на слици 5.4.12.

Wire or rope diameter	dw =	16 [mm]			
Пречник добоша	D =	500 [mm]		Material	Standard
				ST 52.3	EUROCODE
Динамички коефицијент	ψ =	1			
Константа ужета	C =	1.75			
(за један слој је 1, за више од 1 је 1.75)					
Mass	m =	20 [t]			
Напони на добошу					
Кочиона сила	Fw =	196200 [N]	$F_w = m \cdot 10^3 \cdot g$		
Фактор сигурности	s =	0.85			
Граница течења	Reh =	520 [N/mm2]			
Дозвољен напон	σd =	442 [N/mm2]	$\sigma_d = R_{eH} \cdot s$		
Drum pipe tickness	tp =	48.55062	$t_p = \frac{F_w}{\sigma_d \cdot d_w} \cdot C$		
Притисак на фланжи	ps =	24.32063 [N/mm2]	$p_s = \frac{2 \cdot t_p}{3 \cdot D} \cdot \sigma_d \cdot s$		
Притисак на добошу	pp =	72.96188 [N/mm2]	$p_p = 3 \cdot p_s$		
Pressure at shields					
Квадратни притисак на фланжи	psq =	8.106875 [N/mm2]	$p_{sq} = \frac{p_s}{3}$		
Смичући притисак на фланжи	ts = ps =	24.32063 [N/mm2]			
Момент на добошу	Tr =	49050000 [Nmm]			
Геометријска провера	D/dw =	31.25	>	18	
			Позитивно		

Слика 5.4.12. Прорачун из Microsoft Excel-а

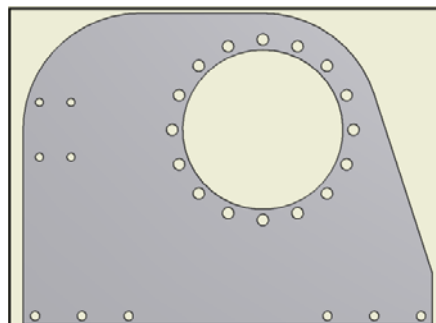
5.5 Бочне и подножне плоче витла

Постоје разна извођења носећих страница витла, израђују се гасним сечењем или се лију у склопу, са све подножном плочом. Плоче се везују завртањским или завареним везама. Једно од ограничења предвиђа коришћење завртанских веза. Први тип могућег решења је приказан на слици 5.5.1.



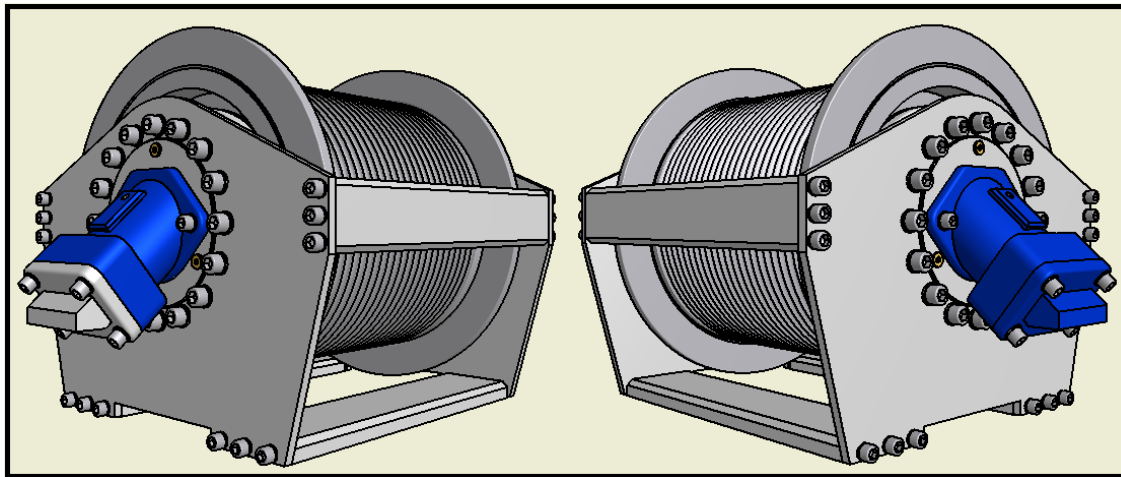
Слика 5.5.1 Витло са носећим елементима, први тип

Конструкција је изведена тако што су подножне плоче подељене у два сегмента, за њих је коришћен пун материјал, с тим што је за хоризонтално укрућење искоришћен кутијасти профил како би сама конструкција била што лакша и чвршћа слика 5.5.2. Подножне плоче и сам кутијасти профил су повезани завртањским везама са бочним плочама као што се може видети на слици 5.5.1. Бочне плоче су са задње стране проширене за хоризонтално укрућење док су са предње скраћене као што је приказано на слици 5.5.2 ради смањења укупне тежине и утрошка материјала.



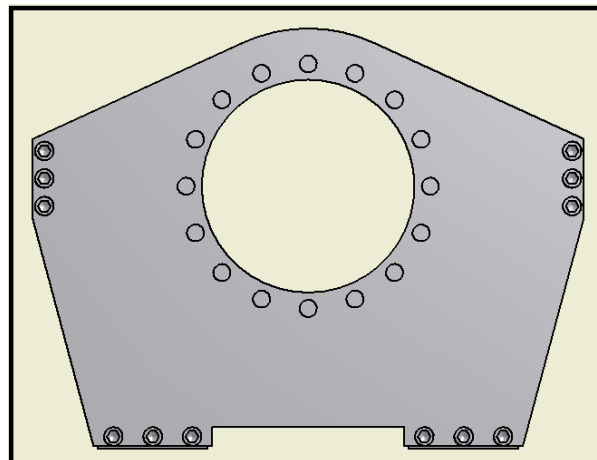
Слика 5.5.2 Бочна, носећа плоча, први тип

Други тип бочних, подножних плоча и хоризонталних укрућења је приказан на слици 5.5.3.



Слика 5.5.3 Витло са носећим елементима, други тип

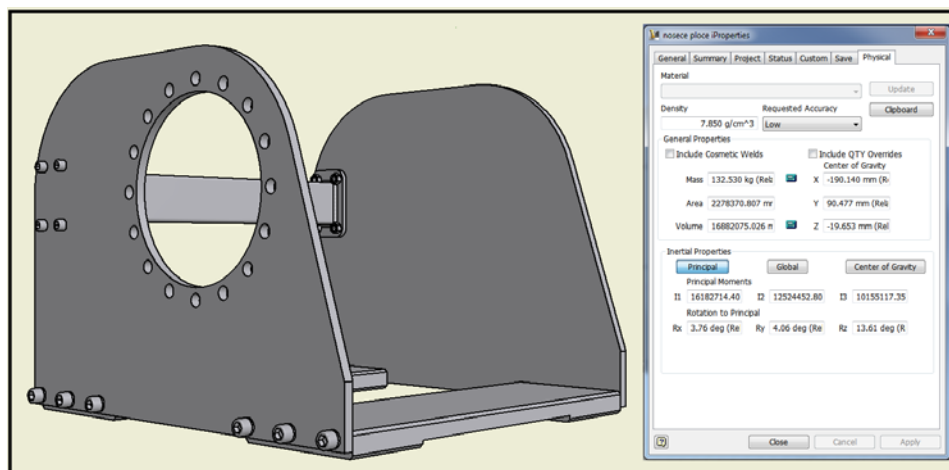
Други тип је изведен са два хоризонтална укрућења од пуног материјала, са обе стране добоша. Добош је боље позициониран, на самој средини, тако да је расподела статичких оптерећења сразмерна. Подножне плоче су као и у првом случају израђене од пуног материјала. Дизајн бочне плоче је приказан на слици 5.5.4.



Слика 5.5.4 Бочна, носећа плоча, други тип

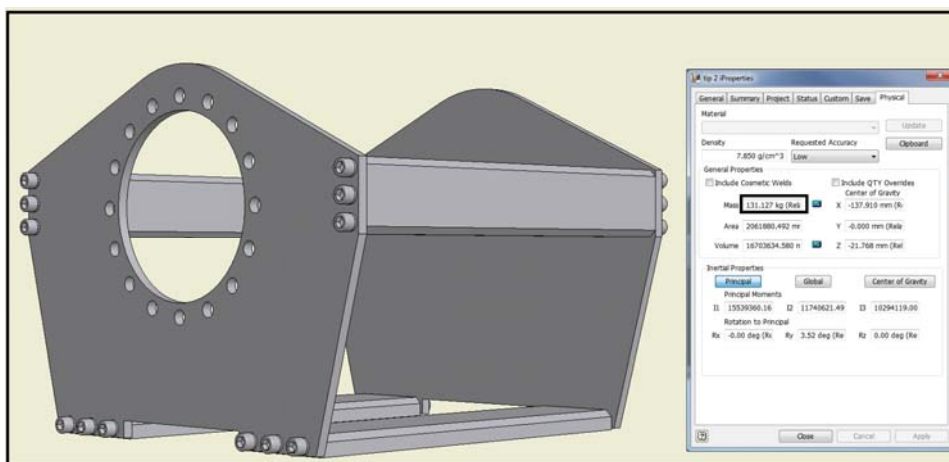
Са једне стране бочна плоча је повезана са планетарним редуктором, док се на другу страну преко лежаја ослања добош и везује мултидискна кочница. Мултидискна кочница оптерећује преко завртањске везе страницу витла приликом кочења. Само увијање конструкције је спречено хоризонталним укрућењима.

Тежина првог типа је приказана на слици 5.5.5.



Слика 5.5.5. Носећа конструкција са тачном тежином

Тежина другог типа је приказана на слици 5.5.6.



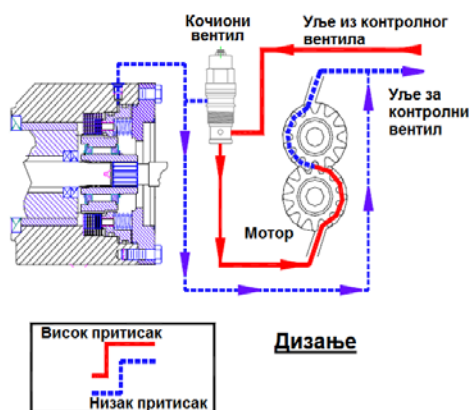
Слика 5.5.6 Носећа конструкција са тачном тежином

5.6 Мултидискна кочница

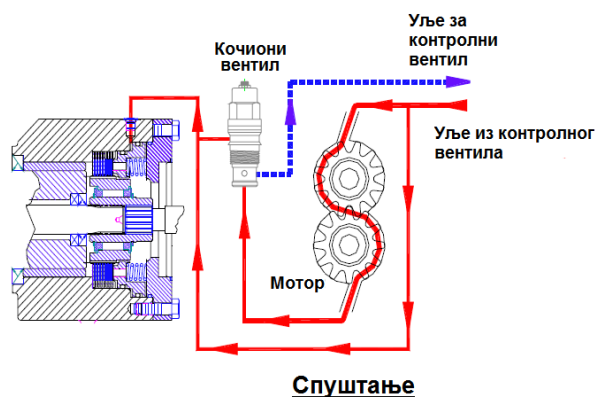
Карактеристике мултидискне кочнице:

- мање димензије са великим моментом кочења
- нису захтевне по питању одржавања
- опруге обезбеђују захтевану безбедност
- комбинације дискова челик/синтерована бронза дају велику оперативну сигурност

Генерално произвођачи дају различите могућности по питању укључења и искључења кочнице, укључујући и директно повезивање хидромотора са кочницом. Када електро мотор ради, притисак у кочници опада, док са искључењем мотора притисак у кочници расте и она се аутоматски укључује. На слици 5.6.1 и 5.6.2 је приказан један од могућих система циркулације уља између мотора и кочнице.

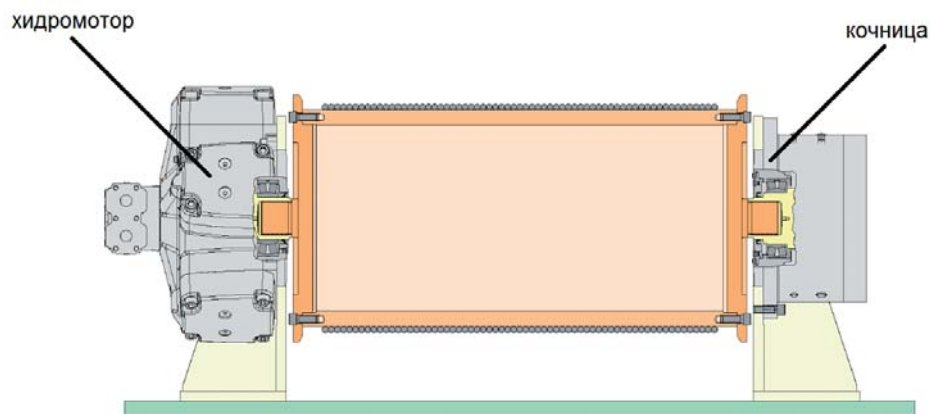


Слика 5.6.1 Циркулација уља кроз систем при подизању [13]



Слика 5.6.2 Циркулација уља кроз систем при спуштању [13]

Кочница се везује за бочну страну витла, а кочење се врши преко вратила које је са једне стране заварено за унутрашњу плочу добоша, а са друге је повезано са кочницом. На слици 5.6.3 је приказано витло са мултидискном кочницом.

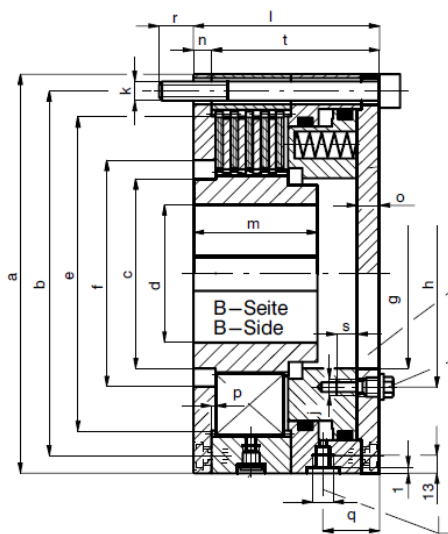


Слика 5.6.3 Витло са мултидискном кочницом

Пре свега је потребно израчунати момент на добошу, који се јавља при кочењу.

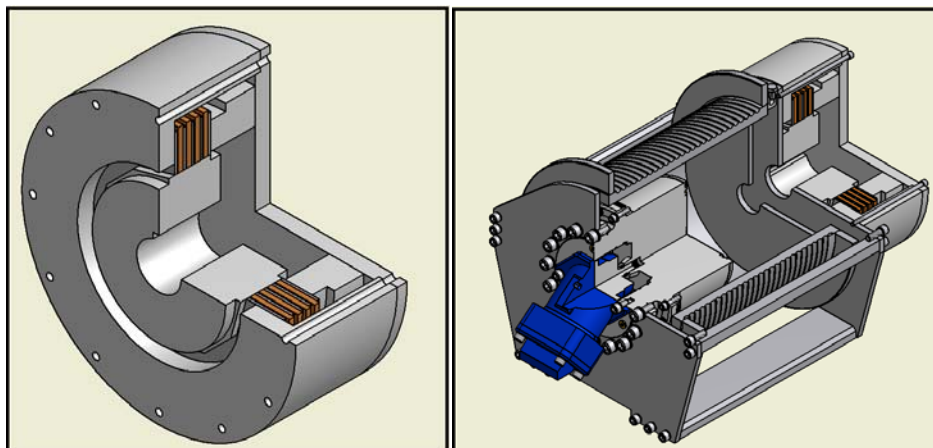
$$M_d = F_s \cdot \frac{D}{2} = 20000 \cdot 9.81 \cdot \frac{0.500}{2} = 49050 \text{ Nm} \quad (18)$$

На основу захтеваног момента кочења из каталога се бира мултидискна кочница, тип одабране мултидискне кочнице је приказан на слици 5.6.4.



Слика 5.6.4 Попречни пресек мултидискне кочнице са основним димензијама [13]

Измоделирана мултидискна кочница, сама и у склопу је приказана на слици 5.6.5.

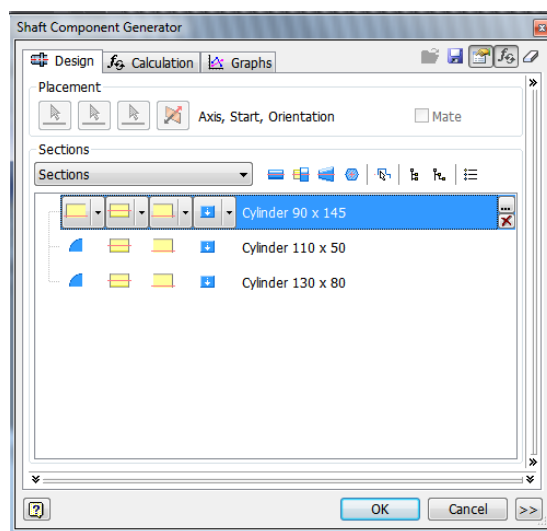


Слика 5.6.5 Модел мултидискне кочнице

5.7 Прорачун вратила

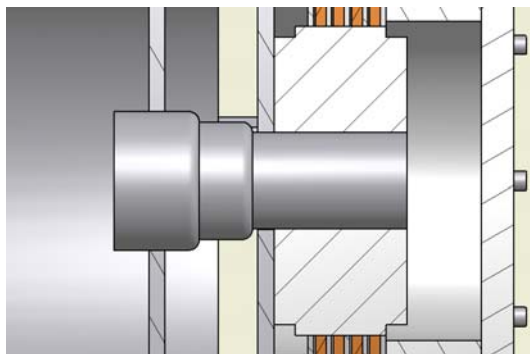
Одабрана мултидискна кочница је предвиђена за пречник вратила од 90 mm, што ће и бити полазна димензија. Вратило је измоделирано и прорачунато у *Autodesk Inventor*.

У картици *Desing*, *Shaft Component Generator*, унете су димензије вратила, урађена заобљења и оборене ивице.



Слика 5.7.1 Картица, *Desing*, *Shaft Component Generator*

На слици 5.7.2 је приказан модел вратила у склопу.



Слика 5.7.2 Вратило приказано у склопу

Вратило је оптерећено на савијање под теретом добоша који је тежак:

$$t_u = (t_d + t_u) = (450 + 188,16) \cdot 9,81 = 6260 \text{ N} \quad (19)$$

$$t_u = 147 \cdot 1,28 = 188,16 \text{ kg} \quad (20)$$

и на увијање под дејством кочионог момента који се јавља између добоша и кочице:

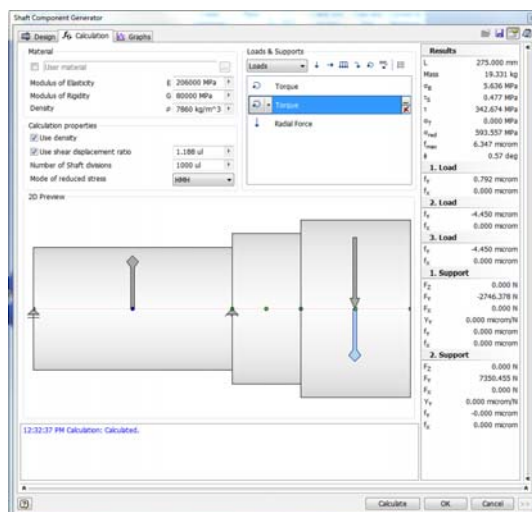
$$M_k = 20000 \cdot 9,81 \cdot \frac{0,5}{2} = 49050 \text{ Nm}. \quad (21)$$

Где је:

t_d - тежина добоша

M_k - момент при кочењу

У картици *Calculation, Shaft Component Generator*, (слика 5.7.3) унета су радијална и аксијална сила на основу којих је и извршен прорачун вратила.



Слика 5.7.3 Картица, *Calculation, Shaft Component Generator*

На слици 5.7.4 дат је приказ карактеристика материјала и особине вратила.

Material		User material
Модул еластичнос.	E	206000 MPa
Крутост	G	80000 MPa
Густина	ρ	7860 kg/m ³

Calculation Properties

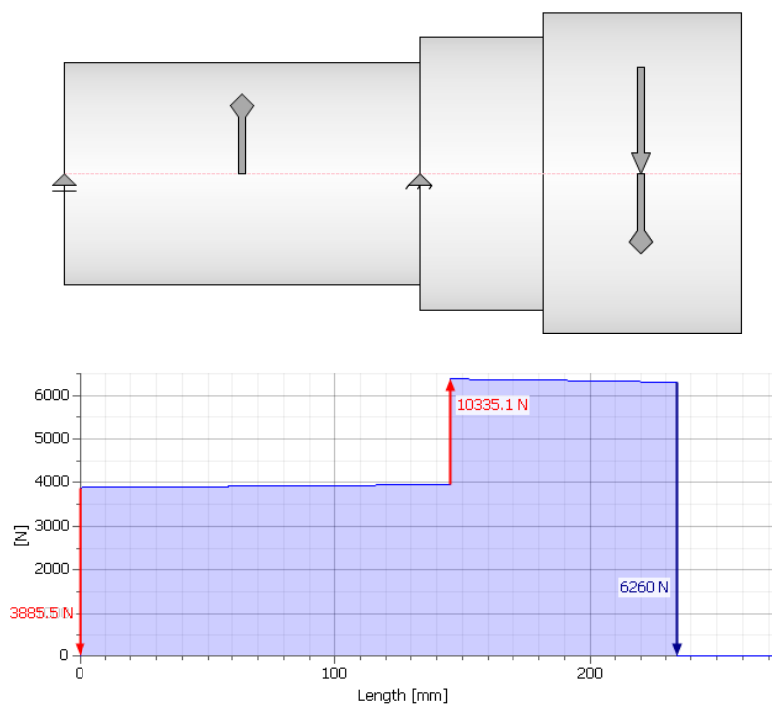
Include			
Yes	Густина	ρ	7860 kg/m ³
Yes	Однос смицања	β	1.188 ul
	Број дивизија		1000 ul
	Модел смањења напона		NMH

Слика 5.7.4 Карактеристике материјала и особине вратила

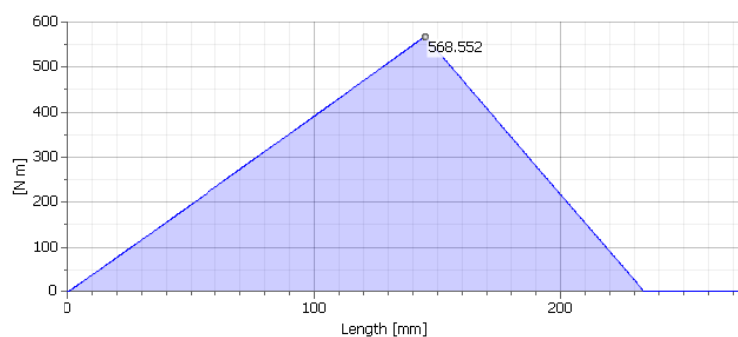
Прорачун је изведен у *Autodesk Inventor* и добијени су резултати приказани на следећим сликама од 5.7.5 до 5.7.9.

Дужина	L	275.000 mm
Тежина	M	19.331 kg
Напон на савијање	σ_B	7.944 MPa
Смичући напон	τ_S	0.671 MPa
Торзија	τ	342.674 MPa
Затезање	σ_T	0.000 MPa
Редуковани напони	σ_{red}	593.584 MPa
Угиб	f_{max}	8.951 microm
Угао увијања	φ	0.57 deg

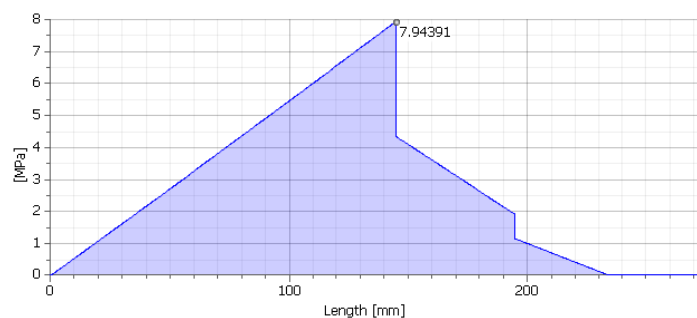
Слика 5.7.5 Резултати добијени прорачуном вратила



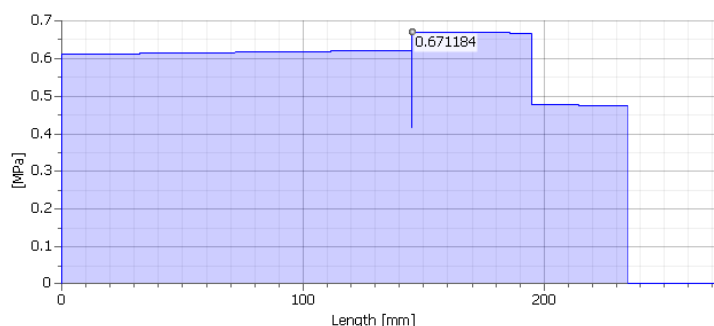
Слика 5.7.6 Распоред радијалног оптерећења на вратилу



Слика 5.7.7 Момент савијања на вратилу



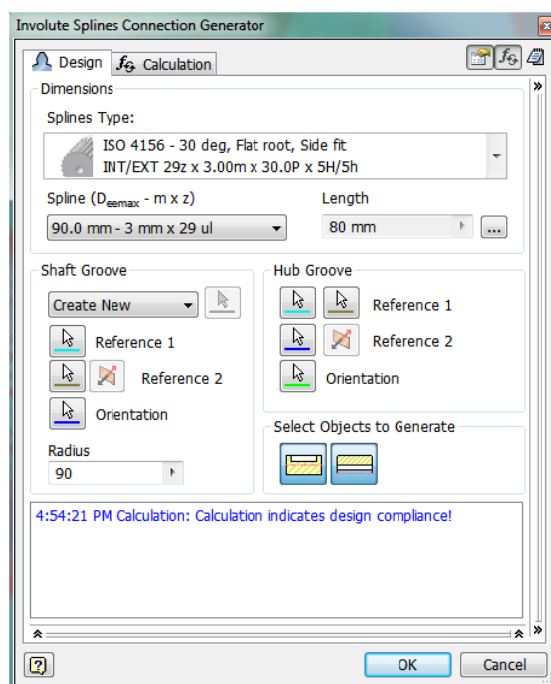
Слика 5.7.8. Померање на вратилу



Слика 5.7.9. Напон смицања на вратилу

Након извршеног прорачуна вратила, потребно је прорачунати зубе на вратилу, преко којих се преноси момент на мултидискну кочницу.

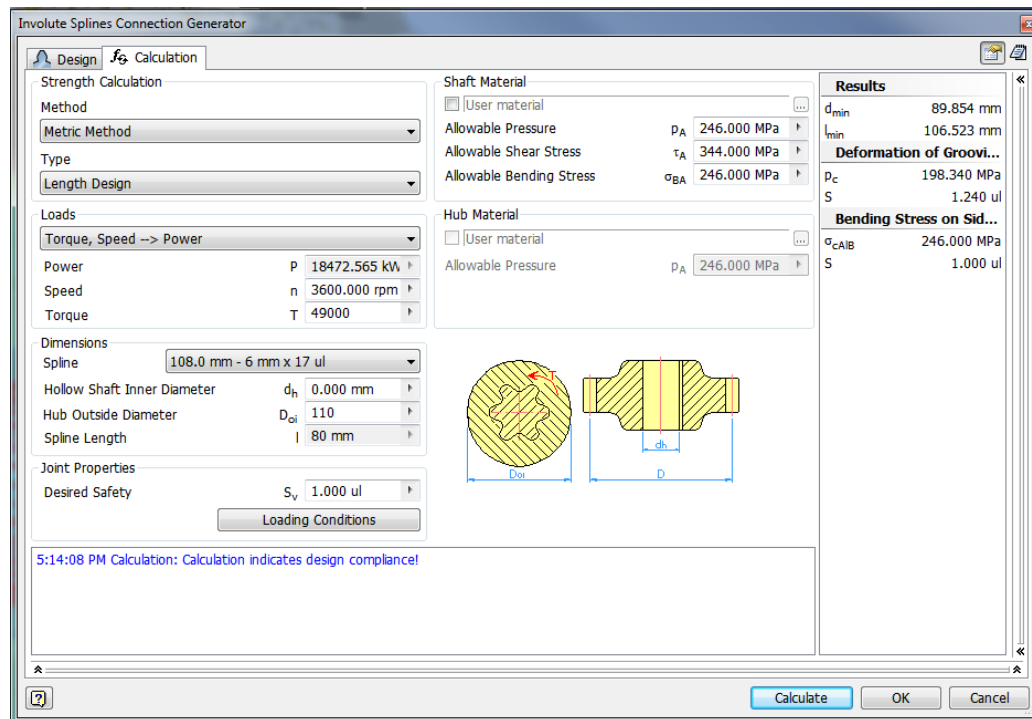
У картици *Involute Splines Connection Generator* (слика 5.7.10) врши се одабир стандардних зуба као и њихов положај на вратилу.



Слика 5.7.10. Картица за генерисање зуба на вратилу

Отварањем картице *Calculation*, отвара се прозор у којем се уносе момент који преносе зуби, број обртаја и димензије вратила. На основу момента кочења од 49 000 Nm који треба да се пренесе преко зуба, потребно је одредити димензије и број зуба.

Прозор за прорачун зуба на вратилу је приказан на слици 5.7.11.



Слика 5.7.11 Прорачун зуба на вратилу

На основу унетих улазних података (слика 5.7.12) добијени су резултати приказани на слици 5.7.13.

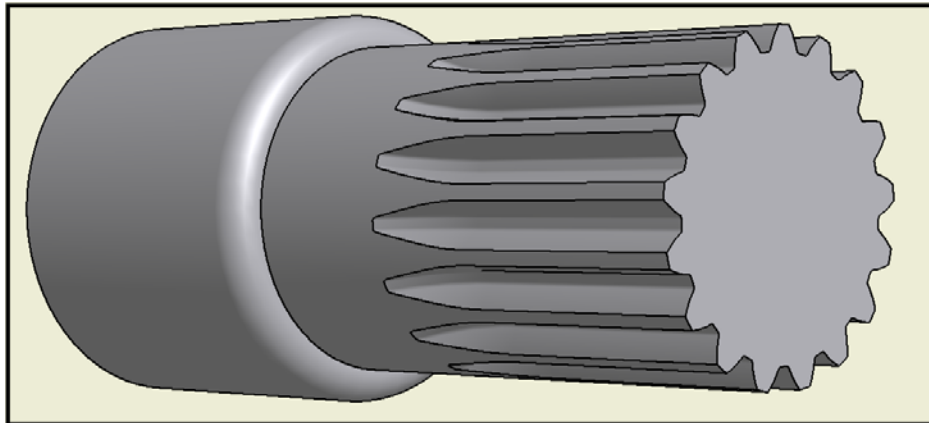
Internal Spline ISO 4156			External Spline ISO 4156		
Designation	INT 17z x m6.00 x 30.0P x 5H		Designation	EXT 17z x m6.00 x 30.0P x 5h	
Number of Teeth	z	17.000 ul	Number of Teeth	z	17.000 ul
Module	m	6.000 mm	Module	m	6.000 mm
Pressure Angle	α	30.00 deg	Pressure Angle	α	30.00 deg
Pitch Diameter	D	102.000 mm	Pitch Diameter	D	102.000 mm
Base Diameter	D _b	88.335 mm	Base Diameter	D _b	88.335 mm
Max Major Diameter, Internal	D _{eimax}	111.419 mm	Max Major Diameter, External	D _{eemax}	108.000 mm
Min Form Diameter, Internal	D _{fimin}	109.200 mm	Max Form Diameter, External	D _{femax}	95.617 mm
Max Minor Diameter, Internal	D _{limax}	97.167 mm	Min Minor Diameter, External	D _{lmin}	92.581 mm
Hub Space Width			Shaft Tooth Thickness		
Max Actual Circular Space Width	E _{max}	9.521 mm	Max Effective Tooth Width	S _{vmax}	9.425 mm
Max Effective Circular Space Width	E _{vmax}	9.482 mm	Max Actual Tooth Width	S _{max}	9.386 mm
Min Actual Circular Space Width	E _{min}	9.464 mm	Min Effective Tooth Width	S _{vmin}	9.367 mm
Min Effective Circular Space Width	E _{vmin}	9.425 mm	Min Actual Tooth width	S _{min}	9.328 mm
Max Measurement over Two Balls or Pins, Internal	M _{Rimax}	116.885 mm	Max Measurement over Two Balls or Pins, External	M _{Remax}	119.970 mm
Min Measurement over Two Balls or Pins, Internal	M _{Rimin}	116.796 mm	Min Measurement over Two Balls or Pins, External	M _{Remin}	119.884 mm
Diameter of Ball or Pin for Internal Spline	D _{Ri}	10.600 mm	Diameter of Ball or Pin for External Spline	D _{Re}	11.800 mm
Fillet Radius of the Basic Rack, Internal	p _{fi}	1.200 mm	Fillet Radius of the Basic Rack, External	p _{fe}	1.200 mm

Слика 5.7.12. Димензије зуба на вратилу

Strength Check	Positive	
Min. Shaft Diameter	$d_{\min}$	89.854 mm
Min. Spline Length	$l_{\min}$	106.523 mm
Deformation of Grooving Sides		
Calculated Pressure	p_c	198.340 MPa
Safety	S	1.240 ul
Bending Stress on Sides of Spline Teeth		
Calculated Bending Stress	σ_{cAlB}	246.000 MPa
Safety	S	1.000 ul

Слика 5.7.13 Резултати прорачуна

Модел назубљеног вратила је приказан на слици 5.7.14.

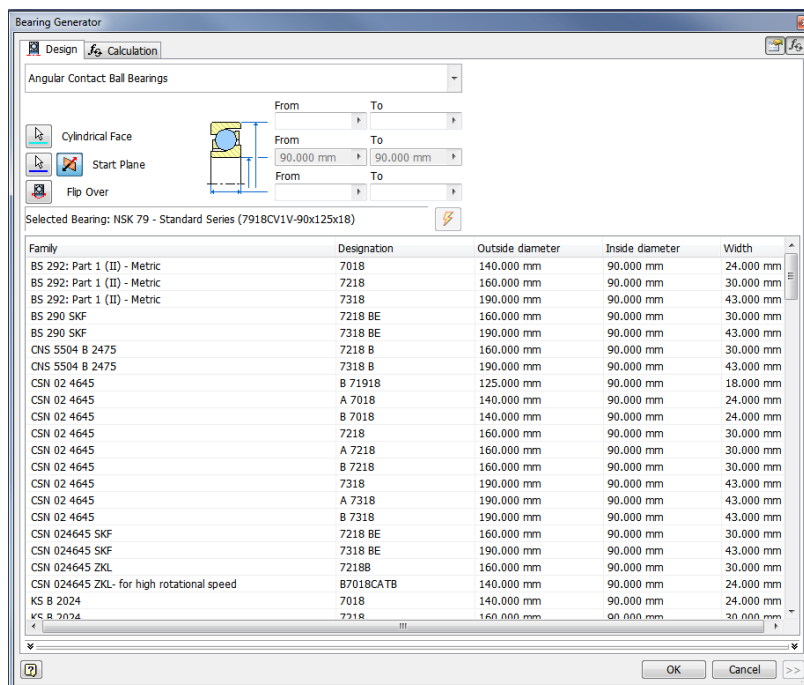


Слика 5.7.14 Назубљено вратило

5.8 Прорачун лежаја

Прорачун лежаја је извршен на основу радијалних сила које се јављају на вратилу. У овом случају је приказан прорачун лежаја на вратилу између добоша и мултидискне кочнице. Постављен је лежај који носи целокупну тежину добоша са ужетом.

У картици *Desing, Bearing Generator-a*, врши се унос унутрашњег пречника лежаја као што је приказано на слици 5.8.1.



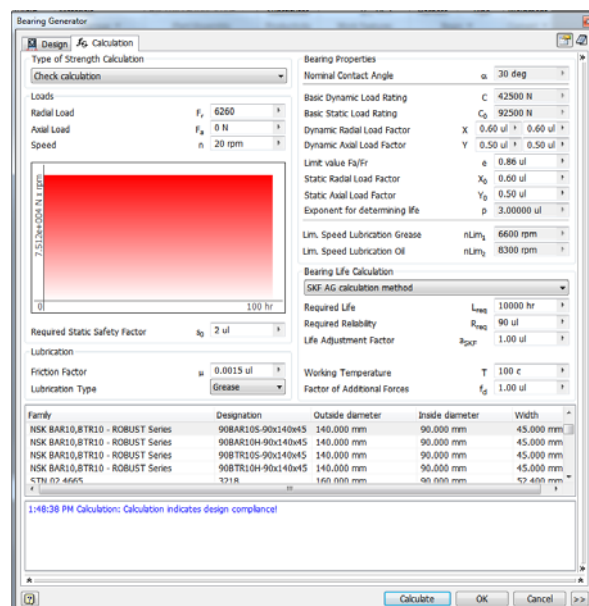
Слика 5.8.1. Картица, *Desing, Bearing Generator*

Селектовањем *Angular Contact Ball Bearings* отвара се прозор у коме се врши избор врсте лежаја, што је и приказано на слици 5.8.2.



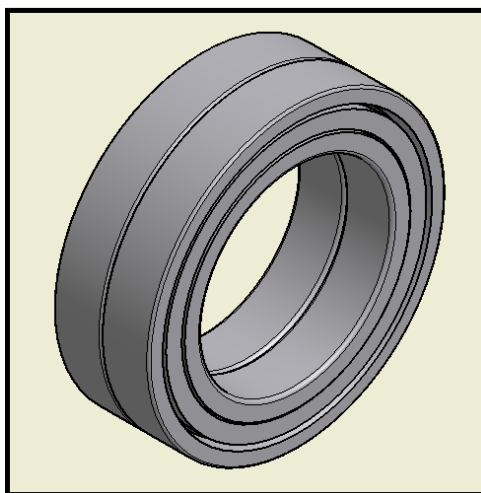
Слика 5.8.2 Избор лежаја

У картици *Calculation, Bearing Generator-a*, врши се унос радијалне и аксијалне силе коју лежај трпи и број обртаја вратила. Такође се врши унос динамичког аксијалног и радијалног фактора као и радни век лежаја у радним сатима, што је и приказано сликом 5.8.3.



Слика 5.8.3 Прорачин лежаја

Модел лежаја приказан је на слици 5.8.4.



Слика 5.8.4 Дупли куглични лежај са косим додиром

На слици 5.8.5 приказане су вредности радијалне силе, број обртаја вратила, као и фактора сигурности лежаја, формиране кроз извештај у *Autodesk Inventor* 2012.

Оптерећења

Радијално оптерећење	F_r	6260 N
Аксијално оптерећење	F_a	0 N
Брзина	n	20 rpm
Фактор сигурности	s_0	2.0 ul

Слика 5.8.5 Оптерећења на лежају

На слици 5.8.6. су приказане димензије лежаја, динамичка и статичка моћ ношења и фактори који утичу на прорачун.

Ознака		NSK BAR10,BTR10 - ROBUST Series (110BAR10S-110x170x54)
Унутрашњи пречник лежаја	d	110.000 mm
Спољашњи пречник лежаја	D	170.000 mm
Дебљина лежаја	B	54.000 mm
Угао додира	α	30 deg
Динамички фактор	C	55500 N
Статички фактор	C_0	131000 N
Динамички радијални фактор опт.	X	0.60 ul / 0.60 ul
Динамички аксијални фактор опт.	Y	0.50 ul / 0.50 ul
Гранична вредност F_a/F_r	e	0.86 ul
Статички фактор радијалног опт.	X_0	0.60 ul
Статички фактор аксијалног опт.	Y_0	0.50 ul
Брзина подмазивањем машћу	n_{lim1}	5400 rpm
Брзина подмазивањем уљем	n_{lim2}	6800 rpm

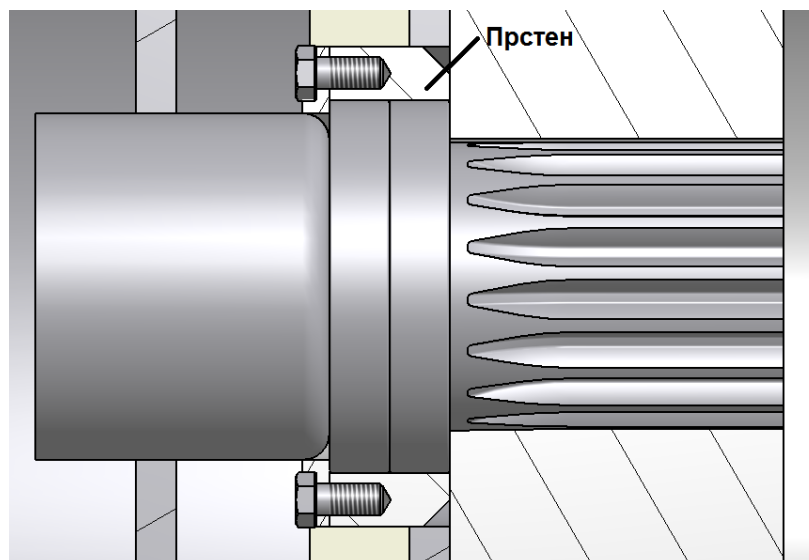
Слика 5.8.6 Димензије лежаја

На слици 5.8.7, приказани су резултати добијени прорачуном. Оцена дате анализе је да изабрани лежај може са сигурношћу да ради при задатим оптерећењима.

Основни радни век	L_{10}	1207282 hr
Прилагођени радни век	L_{na}	1207282 hr
Израчунати фактор сигурности	S_{0c}	14.77636 ul
Губитак снаге услед трења	P_z	0.53099 W
Неопходно мин. оптерећење	F_{min}	925 N
Статичко оптерећење	P_0	6260 N
Динамичко оптерећење	P	3756 N
Окретни фактор	k_n	330.000 ul
Фактор корекције поузданости	a_1	1.00 ul
Температурни фактор	f_t	1.00 ul
Еквивалентна брзина	n_e	20 rpm
Минимална брзина	n_{min}	20 rpm
Максимална брзина	n_{max}	20 rpm
Провера јачине		Позитивна

Слика 5.8.7 Резултати прорачуна

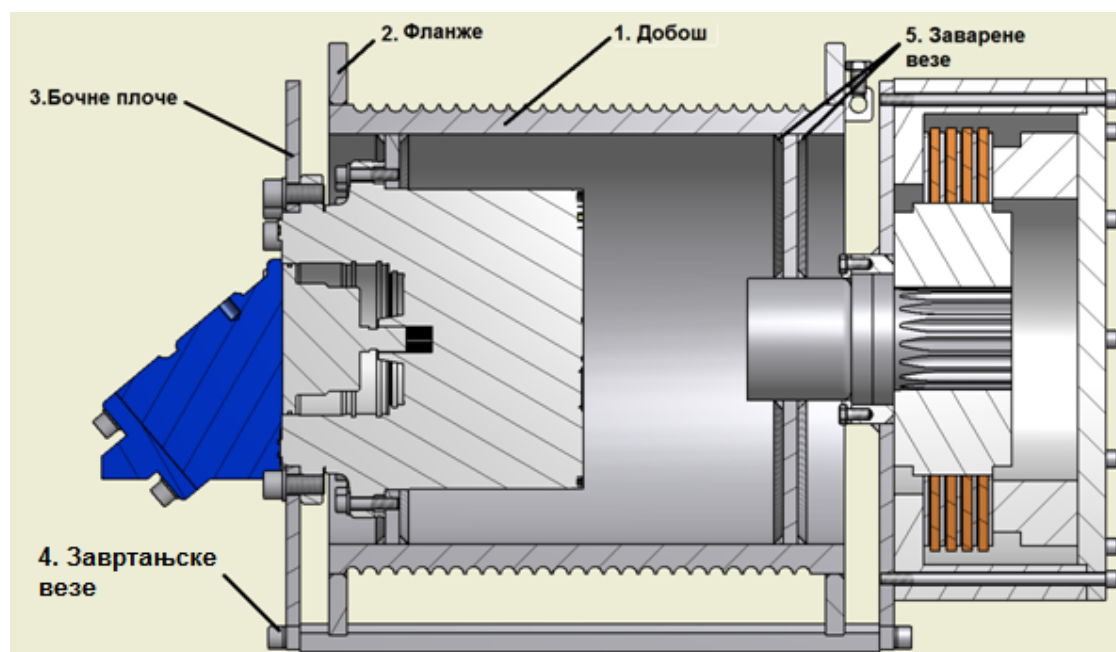
Лежај се преко прстена који је заварен за бочну страну ослања на кућиште. Након прорачунаог вратила и лежаја може се измоделирати и сам прстен. Прстен у склопу је приказан на слици 5.8.8.



Слика 5.8.8 Прстен на лежају

6. Анализа критичних елемената

Анализа је изведена коришћењем методе коначних елемената унутар *Autodesk Inventor 2012*. Теоретске основе метода коначних елемената су постављене педестих година, али у практичну примену улази са интензивнијом применом рачунара. Настао је из потребе за израчунавањем напона и деформација, а са развојем самог метода повећавао се и број величина које се могу израчунати у оквиру статичке, динамичке, термичке, електромагнетне анализе. За анализу саставних делова коришћен је такође *Autodesk Inventor 2012*. Пре свега је потребно установити критичне тачке и извршити проверу истих (слика 6.1).



Слика.6.1 Критични елементи

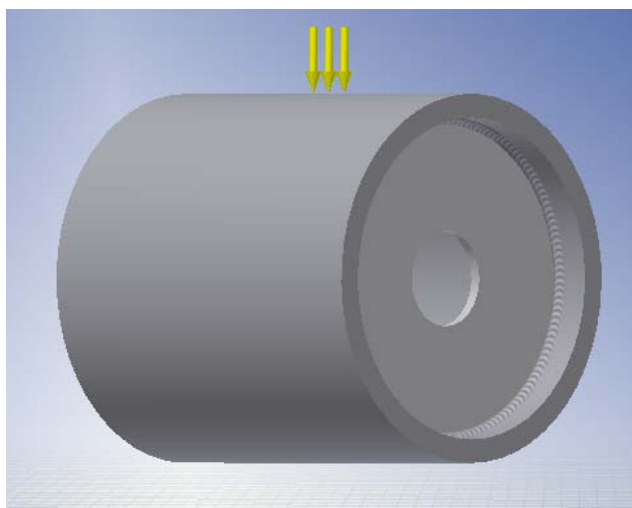
- 1.Добош (прорачун добоша на притисак методом коначних елемената)
- 2.Фланже (прорачун фланжи на притисак методом коначних елемената)
- 3.Бочне плоче (провера бочних плоча методом коначних елемената)
- 4.Завртањске везе (провера завртањских веза између подножних и бочних плоча, коришћењем *Bolted Connection Component Generator-a*)
5. Заварене везе (прорачун заварених веза коришћењем *Weld Calculator-a*)

6.1 Анализа добоша

Анализа добоша се врши методом коначних елемената у склопу програма *Autodesk Inventor 2012*. Добош је оптерећен на притисак који се апроксимира као три пута већи од притиска на фланжама и износи:

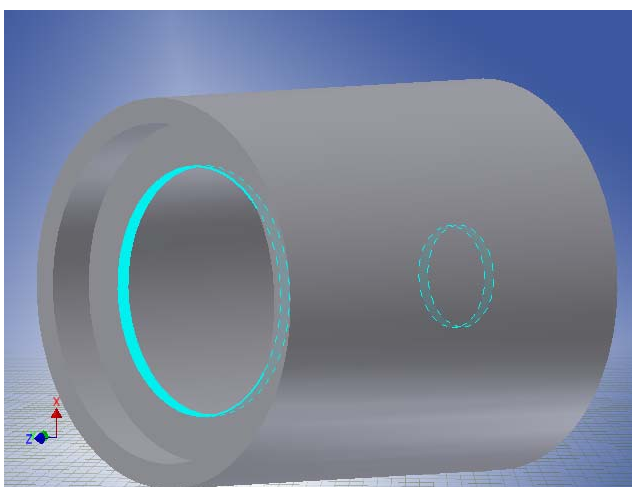
$$p_d = 73,63 \frac{N}{mm^2}.$$

Добош оптерећен на притисак са ослоњцима на вратилу са једне стране и на планетарном преноснику са друге, је приказан на слици 6.1.1.



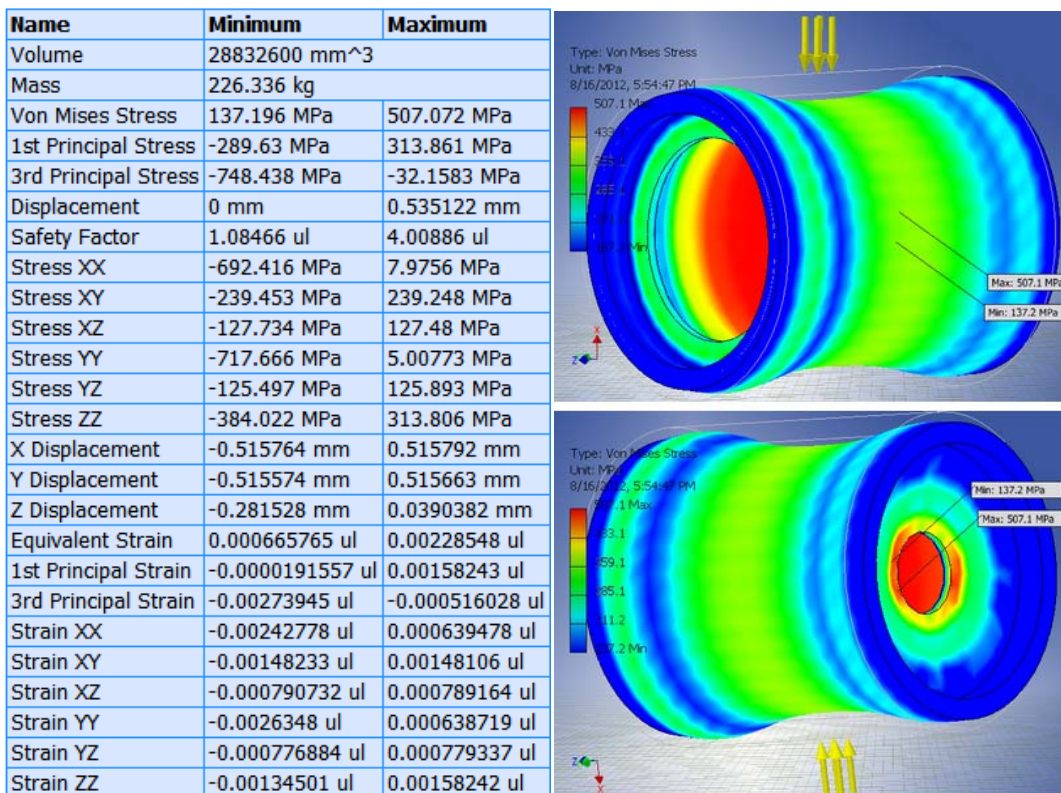
Слика 6.1.1 Добош оптерећен на притисак

Фиксиране су следеће области приказане на слици 6.1.2.



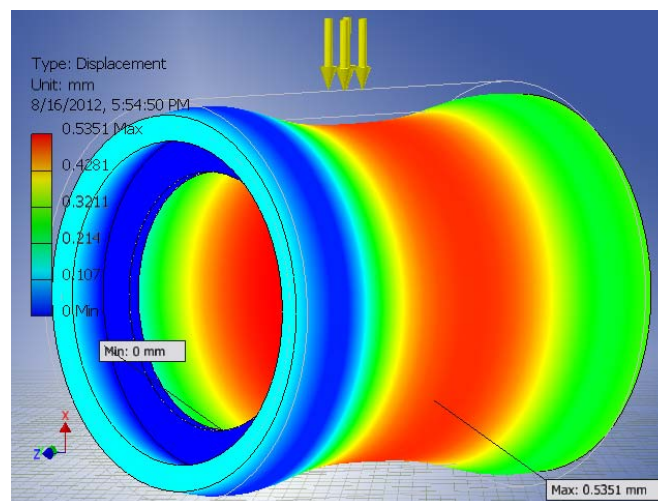
Слика 6.1.2 Фиксиране области на добошу

Резултати изведеног испитивања су приказани на слици 6.1.3.



Слика 6.1.3 Резултати испитивања

Максимални напони који се јављају нижи су од границе течења коришћеног материјала, тако да дебљина зида добоша добијена по DNV стандарду задовољава дате радне услове. Деформација материјала у милиметрима приказана је на слици 6.1.4.



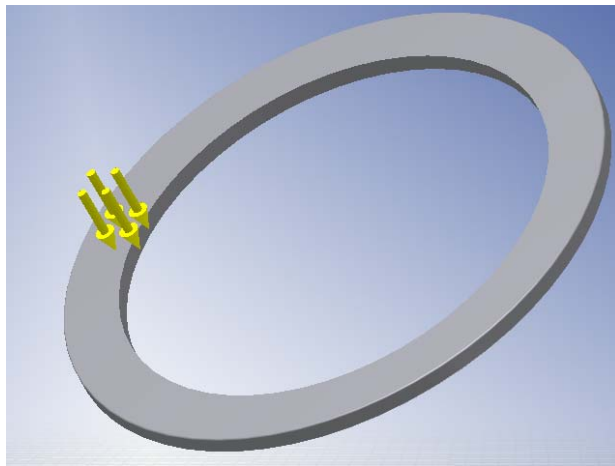
Слика 6.1.4. Деформација добоша

6.2 Анализа фланжи

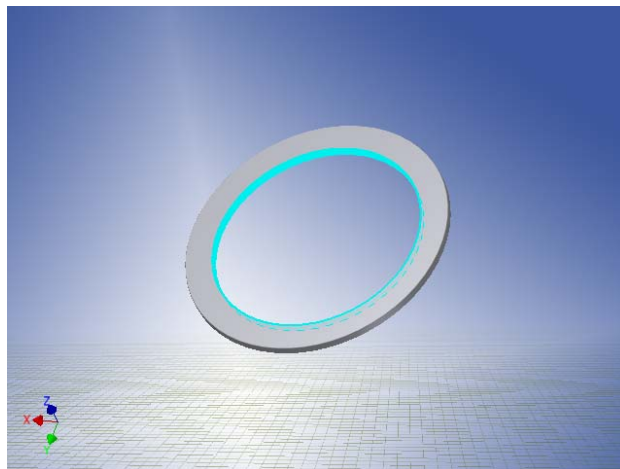
Према *DNV* стандарду прорачунат је притисак који делује на добош и усвојена дебљина и износи:

$$p_f = 24,54 \frac{N}{mm^2}.$$

Фланжа је оптерећена на притисак, а укљештење је постављено на унутрашњи пречник фланже, слика 6.2.1 и 6.2.2.

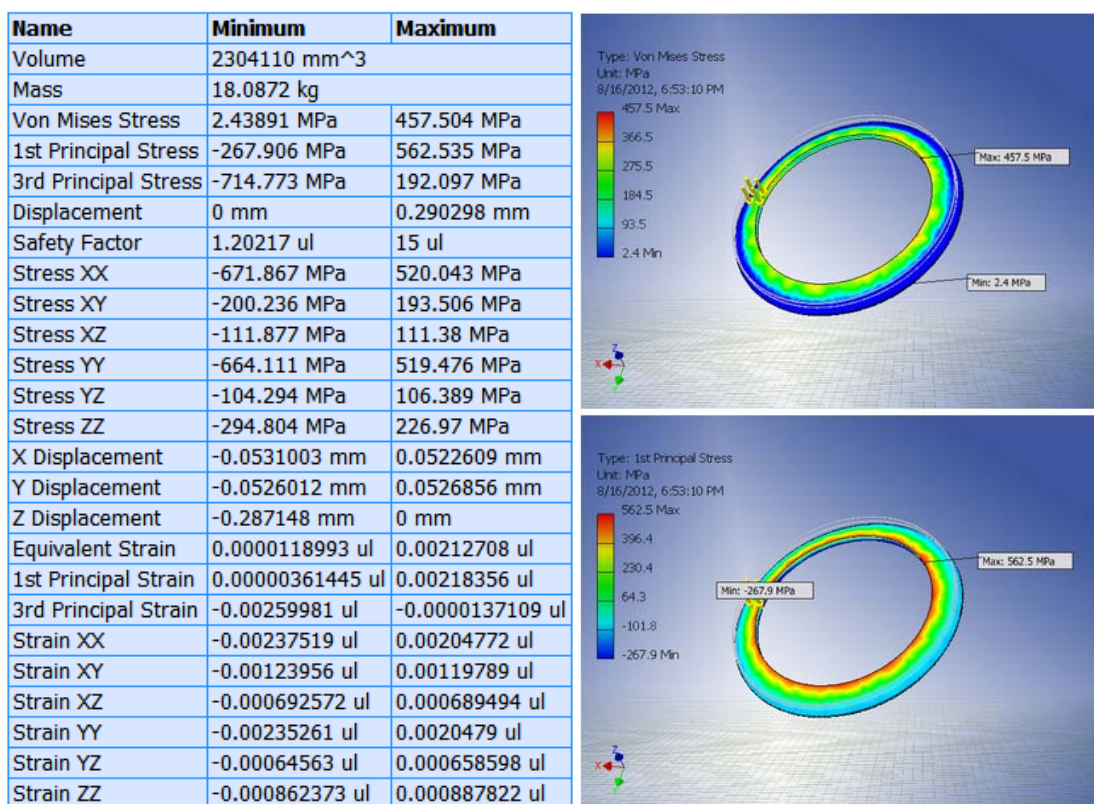


Слика 6.2.1. Фланжа оптерећена на притисак



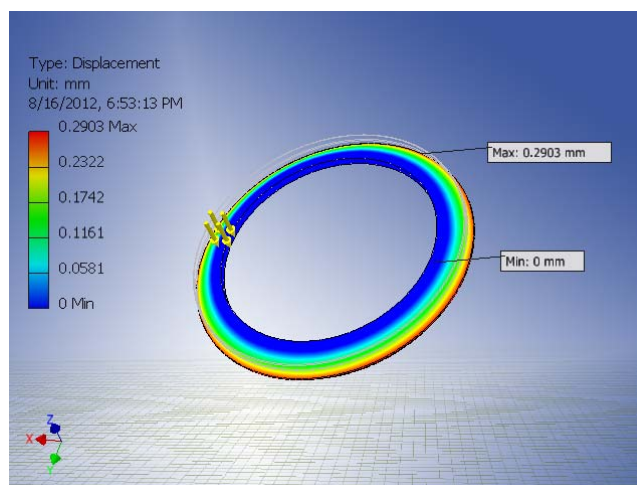
Слика 6.2.2. Фиксиране области на фланжи

Резултати спроведеног испитивања су приказани на слици 6.2.3.



Слика 6.2.3. Резултати испитивања

На основу добијених резултата може се закључити да је дебљина добоша добијена на основу DNV стандарда задовољавајућа као и површина везивања фланже за добош заваривањем. Деформација фланже у милиметрима је приказана на слици 6.2.4.



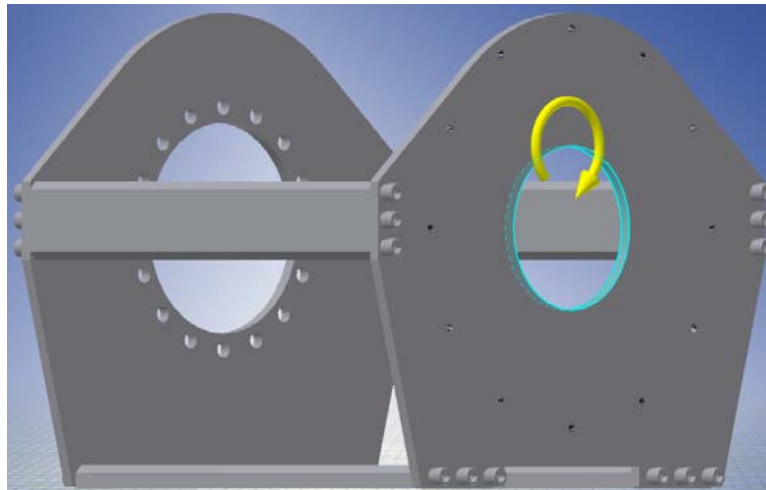
Слика 6.2.4. Деформација фланже

6.3 Анализа бочних плоча

Пре свега је извршена анализа плоче за коју се везује мултидискна кочница. Момент који се јавља на дискној кочници и који треба сама плоча да поднесе је:

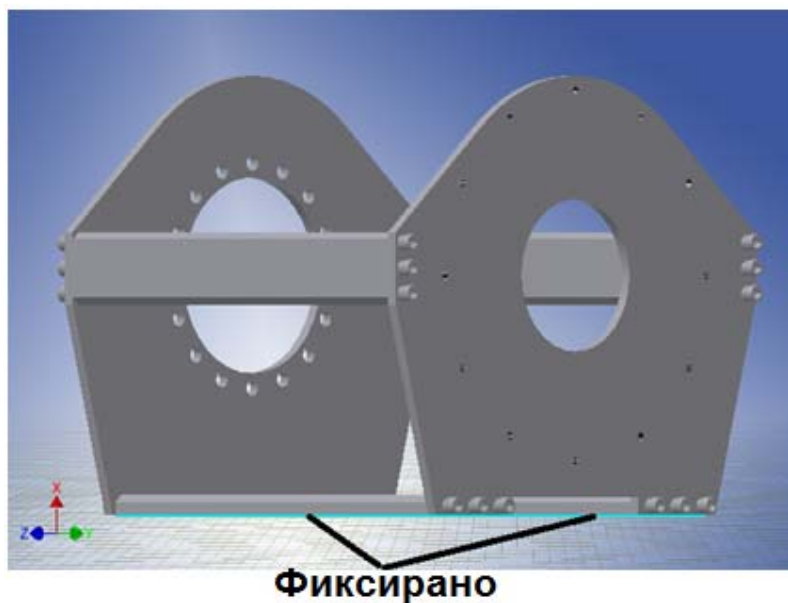
$$M_d = 49\,050\,Nm$$

Конструкција оптерећена моментом кочења је приказана на слици 6.3.1.



Слика 6.3.1. Оптерећена конструкција

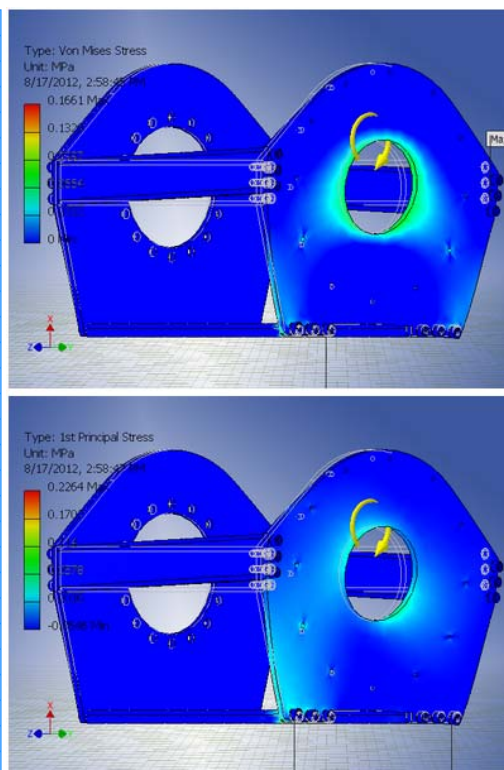
Ограничења су постављена на подножним плочама ,као што је приказано на слици 6.3.2.



Слика 6.3.2. Фиксирани елементи

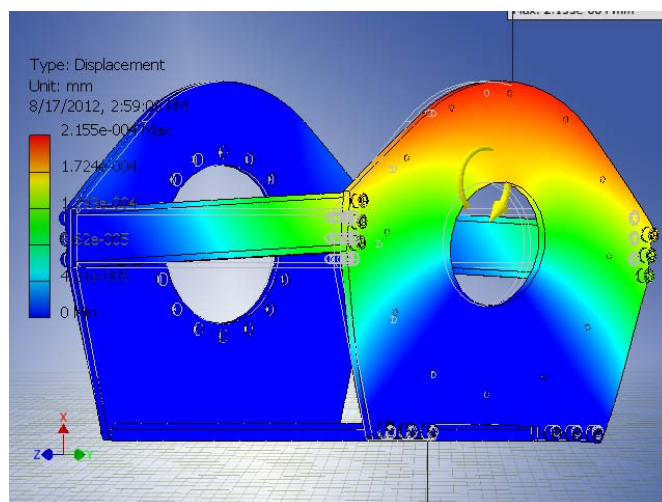
Резултати спроведене анализе су приказани на слици 6.3.3.

Name	Minimum	Maximum
Volume	17371900 mm ³	
Mass	136.373 kg	
Von Mises Stress	0.0000000813122 MPa	0.166084 MPa
1st Principal Stress	-0.0545549 MPa	0.226364 MPa
3rd Principal Stress	-0.187576 MPa	0.065765 MPa
Displacement	0 mm	0.00021551 mm
Safety Factor	15 ul	15 ul
Stress XX	-0.125555 MPa	0.136356 MPa
Stress XY	-0.0684969 MPa	0.0503783 MPa
Stress XZ	-0.0758308 MPa	0.0821776 MPa
Stress YY	-0.0823798 MPa	0.0889101 MPa
Stress YZ	-0.0374342 MPa	0.0608748 MPa
Stress ZZ	-0.163546 MPa	0.180711 MPa
X Displacement	-0.000113867 mm	0.000113871 mm
Y Displacement	-0.0000053917 mm	0.000215381 mm
Z Displacement	-0.0000576905 mm	0.0000568229 mm
Equivalent Strain	0.00000000000361235 ul	0.000000717925 ul
1st Principal Strain	-0.00000000201579 ul	0.000000869298 ul
3rd Principal Strain	-0.000000737554 ul	0.0000000433842 ul
Strain XX	-0.000000501408 ul	0.000000541243 ul
Strain XY	-0.000000424028 ul	0.000000311866 ul
Strain XZ	-0.000000439474 ul	0.000000476257 ul
Strain YY	-0.000000411174 ul	0.000000411138 ul
Strain YZ	-0.000000216948 ul	0.000000352797 ul
Strain ZZ	-0.000000593253 ul	0.000000604718 ul
Contact Pressure	0 MPa	0.443165 MPa
Contact Pressure X	-0.241751 MPa	0.354314 MPa
Contact Pressure Y	-0.0635838 MPa	0.138493 MPa
Contact Pressure Z	-0.262327 MPa	0.214619 MPa



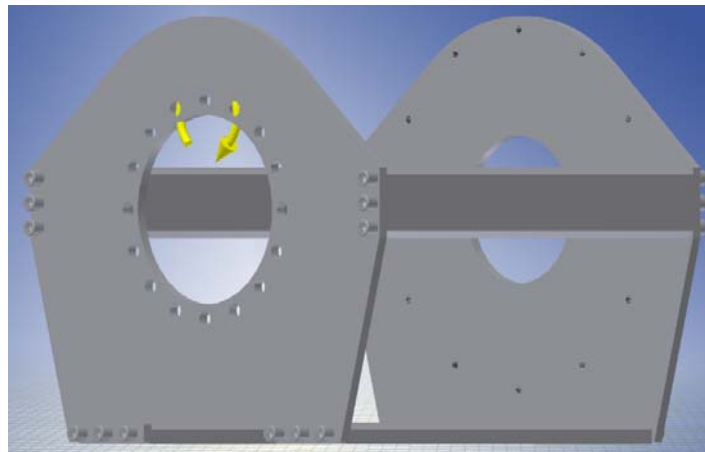
Слика 6.3.3. Резултати спроведене анализе

Померање конструкције које се јавља при кочењу мултидискне кочнице приказано је на слици 6.3.4.



Слика 6.3.4. Померање конструкције

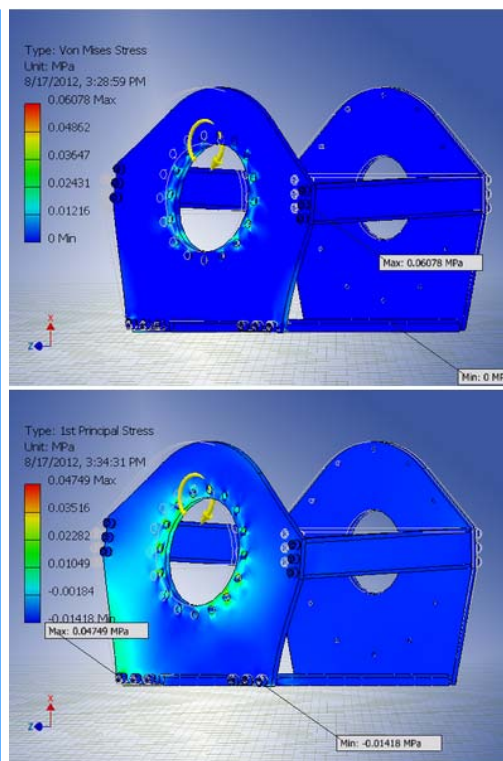
Након урађене анализе потребно је извршити исти поступак на другој страни плоче за момент на излазу из планетарног преносника. Редуктор преноси момент од $M_r = 12262.5 \text{ Nm}$, тако да бочна плоча за коју је редуктор везан има исти момент супротног смера. На слици 6.3.5 приказана је конструкција са моментом на месту преносника.



Слика 6.3.5. Оптерећена конструкција.

Резултати анализе приказани су на слици 6.3.6.

Name	Minimum	Maximum
Volume	17371900 mm ³	
Mass	136.373 kg	
Von Mises Stress	0.0000000148419 MPa	0.0607788 MPa
1st Principal Stress	-0.0141759 MPa	0.0474885 MPa
3rd Principal Stress	-0.050905 MPa	0.0134498 MPa
Displacement	0 mm	0.000068413 mm
Safety Factor	15 ul	15 ul
Stress XX	-0.0432929 MPa	0.0351763 MPa
Stress XY	-0.019118 MPa	0.021534 MPa
Stress XZ	-0.026038 MPa	0.0195052 MPa
Stress YY	-0.0348136 MPa	0.035398 MPa
Stress YZ	-0.0219126 MPa	0.0196827 MPa
Stress ZZ	-0.0393714 MPa	0.0443493 MPa
X Displacement	-0.0000341829 mm	0.0000342243 mm
Y Displacement	-0.0000682828 mm	0.0000167759 mm
Z Displacement	-0.0000158206 mm	0.0000153844 mm
Equivalent Strain	0.000000000000614417 ul	0.000000237794 ul
1st Principal Strain	-0.00000000331915 ul	0.00000019836 ul
3rd Principal Strain	-0.000000246474 ul	0.0000000208363 ul
Strain XX	-0.000000165086 ul	0.000000132001 ul
Strain XY	-0.000000118349 ul	0.0000001248 ul
Strain XZ	-0.000000150902 ul	0.000000113042 ul
Strain YY	-0.000000146201 ul	0.000000149287 ul
Strain YZ	-0.000000126993 ul	0.00000011407 ul
Strain ZZ	-0.00000014306 ul	0.000000162655 ul
Contact Pressure	0 MPa	0.117192 MPa
Contact Pressure X	-0.0940473 MPa	0.0935874 MPa
Contact Pressure Y	-0.0353324 MPa	0.0273668 MPa
Contact Pressure Z	-0.0586142 MPa	0.0692141 MPa

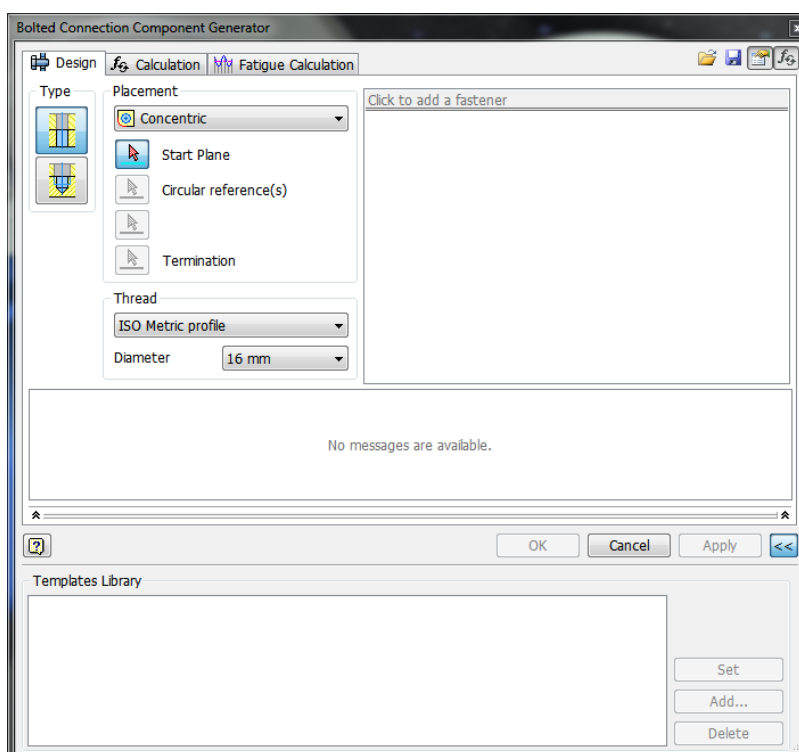


Слика 6.3.6. Резултати испитивања

Плоче су испитане у склопу на оптерећења која се јављају током нормалног рада при подизању терета и кочењу и утврђено је да могу да поднесу задата оптерећења.

6.4 Завртањске везе

Најкритичнија завртањска веза је између бочне и подножне плоче, потребно је извршити проверу постојећих завртњева и уколико не одговарају, усвојити одговарајуће. На слици 6.4.1 је приказана картица *Bolted Connection Component Generator*, који служи за одређивање величине завртњева према задатој сили.



Слика 6.4.1. Картица, *Bolted Connection Component Generator*

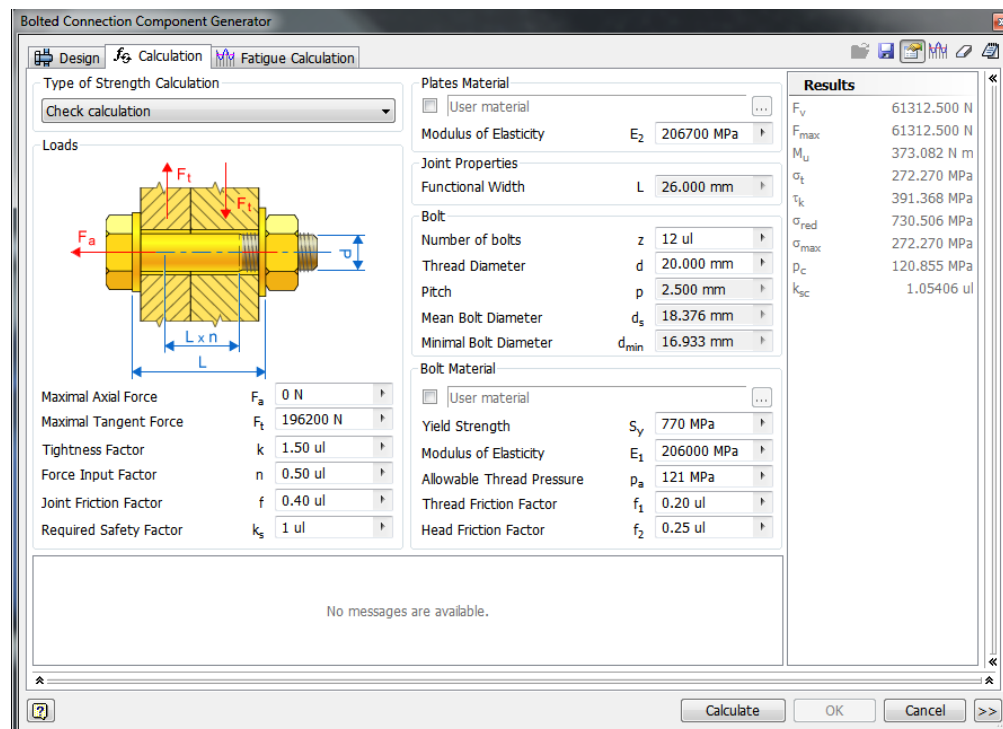
Највеће оптерећење се јавља на плочи за коју је везана мултидискна кочница. Момент кочења који се јавља једнак је моменту на добошу при кочењу:

$$M_d = 49050 \text{ Nm}$$

Смичућа сила која делује апроксимирана је линијском силом која се јавља у ужету:

$$s = 20 \times 10^3 \times 9.81 = 196\,200 \text{ N} \quad (22)$$

Одабиром картице *Calculation* отвара се прозор приказан на слици 6.4.2.



Слика 6.4.2 Прорачун завртњева

Задавањем силе, дужине завртња, пречника, броја завртња, материјала завртња и саставних плоча дефинишу се димензије потребног завртња. Карактеристике завртња су дате на слици 6.4.3.

Број завртњева	z	12 ul
Пречник навоја	d	20.000 mm
Корак навоја	p	2.500 mm
Главни пречник	ds	18.376 mm
Минимални пречник	dmin	16.933 mm
Material		User material
Граница течења	Sy	770 MPa
Фактор сигурности	ks	1.00 ul
Притисак на навоју	pa	121 MPa
Модул еластичности	E	206000 MPa
Фактор трења навоја	f1	0.20 ul
Фактор трења главе	f2	0.25 ul

Слика 6.4.3. Карактеристике завртња

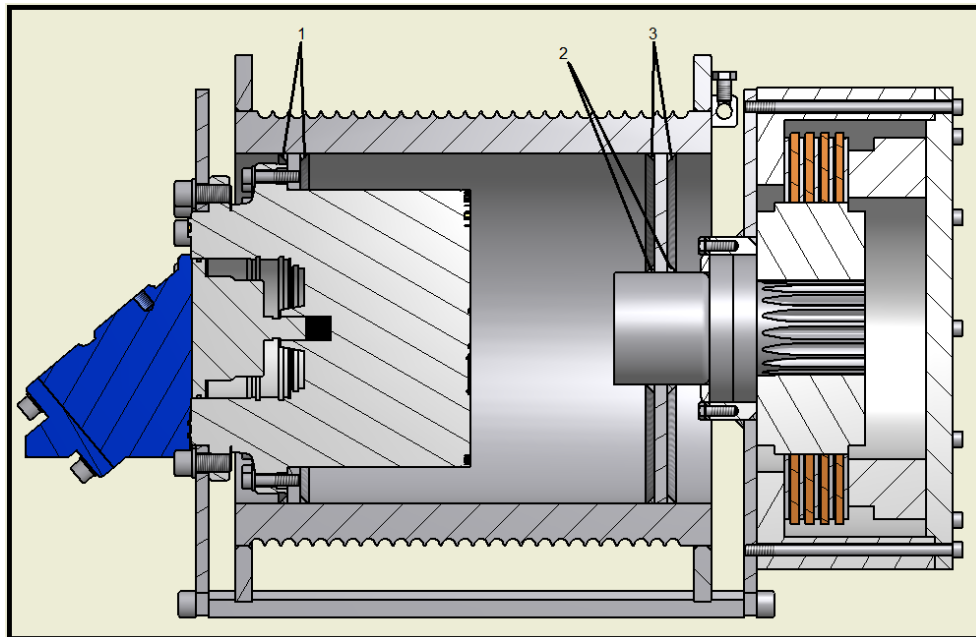
Резултати прорачуна су приказани на слици 6.4.4.

Преднапрегнута сила	F_V	61312.500 N
Радна сила	$F_{\max}$	61312.500 N
Захтевано затезање	M_U	373.082 N m
Напон на истезање	σ_t	272.270 MPa
Напон на увијање	τ_k	391.368 MPa
Редукован напон	σ_{red}	730.506 MPa
Напон од макс. силе	$\sigma_{\max}$	272.270 MPa
Притисак на навој	p_c	120.855 MPa
Провера чврстоће		Positive

Слика 6.4.4. Резултати анализе

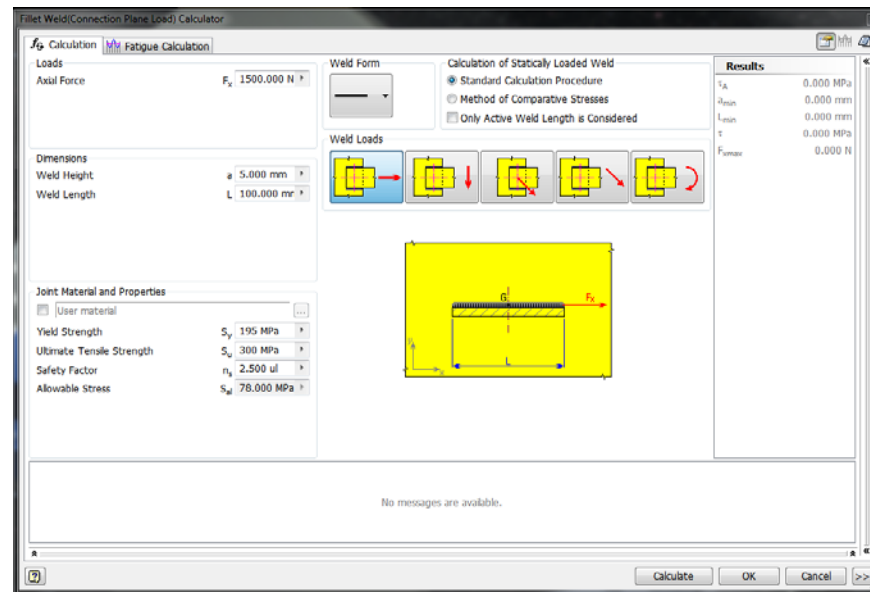
6.5 Заварене везе

Пре свега потребно је сагледати сва места на којима се налазе заварене везе и проверити оне критичне. На слици 6.5.1 приказан је пресек витла са означеним свим завареним везама које ће бити проверене:



Слика 6.5.1. Пресек са завареним везама

Заварене везе ће бити анализирани активирањем картице *Fillet Weld Calculator* као што је приказано на слици 6.5.2.

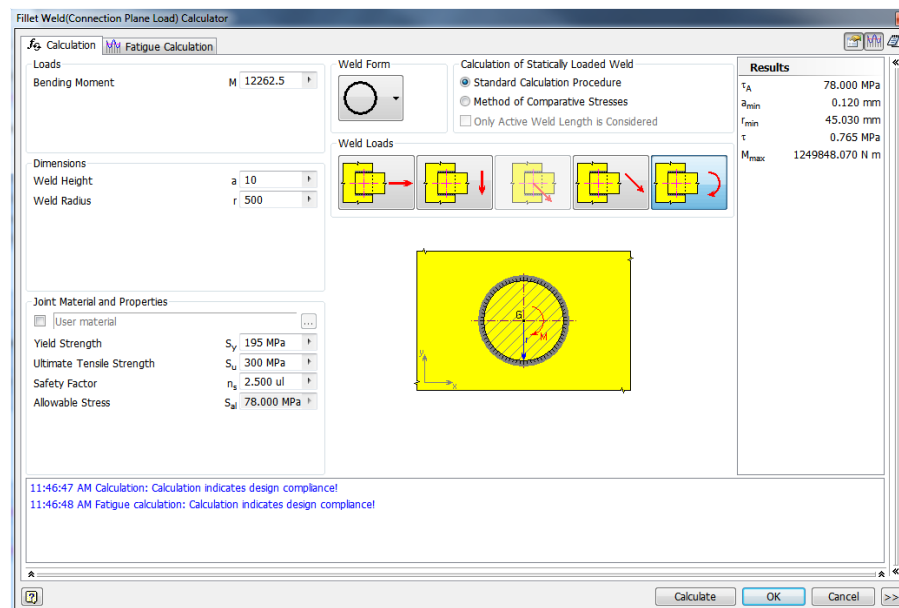


Слика 6.5.2. Картица, Fillet Weld Calculator

Прва заварена веза која се испитује је на плочи између хидромотора и добоша. Момент који треба да пренесе са редуктора на добош је:

$$M_r = 12262.5 \text{ Nm}$$

У програм се уносе подаци о типу вара, начину оптерећења, ширини и дужини вара као и карактеристикама материјала који се везује варом. На слици 6.5.3 је приказан прозор са тачно постављеним подацима везаним за дати вар.



Слика 6.5.3. Калкулатор са тачно постављеним подацима

Резултати спроведене анализе су приказани на слици 6.5.4.

Дозвољен напон	τ_A	78.000 MPa
Минимална висина вара	a_{min}	0.120 mm
Максимални напон	τ	0.765 MPa
Минимални радијус вара	r_{min}	45.030 mm
Максимални момент	M_{max}	1249848.070 N m
Провера прорачуна	Позитивна	

Слика 6.5.4. Резултати анализе прве тачке завареног споја

У другој и трећој тачки се јављају исти моменти, с тим што су различите дужине вара. Момент који се јавља на добошу при кочењу је:

$$M_d = 49050 \text{ Nm.}$$

Прво је проверен вар мање дужине између вратила на кочници и плоче која је повезана са добошем. Резултати испитивања су приказани на слици 6.5.5.

Дозвољен напон	τ_A	78.000 MPa
Минимална висина вара	a_{min}	5.690 mm
Максимални напон	τ	42.834 MPa
Минимални радијус вара	r_{min}	95.050 mm
Максимални момент	M_{max}	89318.620 N m
Провера прорачуна	Позитивна	

Слика 6.5.5. Резултати анализе друге тачке завареног споја

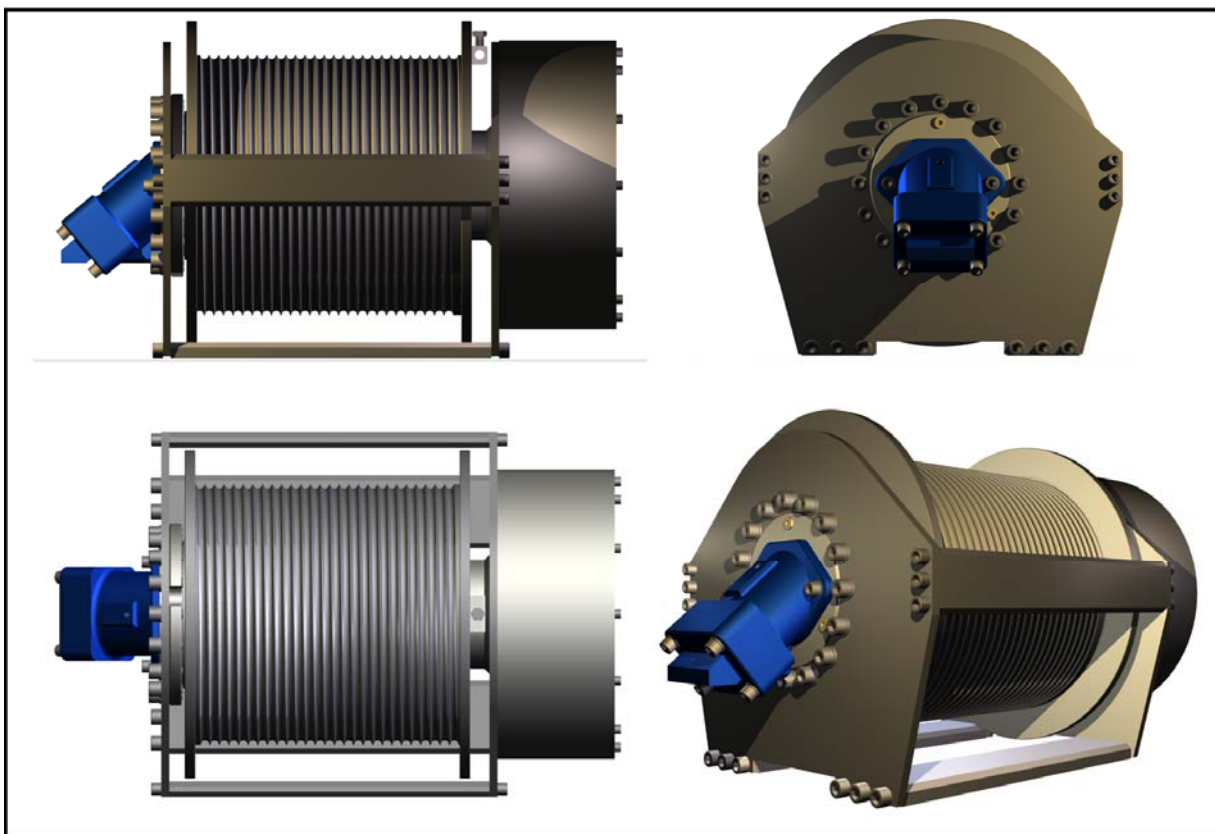
На основу резултата се види да је максимални напон нижи од дозвољене вредности, тако да вар одговара задатом оптерећењу.

Провера треће тачке се односи на вар између плоче и самог добоша. Момент је исти као и код претходне анализе, а добијени резултати су приказани на слици 6.5.6.

Дозвољен напон	τ_A	78.000 MPa
Минимална висина вара	a_{min}	0.630 mm
Максимални напон	τ	4.667 MPa
Минимални радијус вара	r_{min}	95.050 mm
Максимални момент	M_{max}	819824.870 N m
Провера прорачуна	Позитивна	

Слика 6.5.6. Резултати анализе треће тачке завареног споја

Визуални приказ измоделираног витла урађеног у *Autodesk Inventor 2012* студију је приказан на слици 5.6.7.



Слика 5.6.7 Визуални приказ новоконструисаног витла

7. Закључак

Целокупни процес конструисања витла за кран је усмерен ка изради модификоване конструкције која би задовољила услове функционалности, ергономичности, естетике и др. Процес конструисања је у целости изведен у софтверском пакету *Autodesk Inventor 2012*. Поступак конструисања урађен је у складу са литературом и знањем стеченим током студирања, а и током обављања стручне праксе у иностранству.

Полазећи од функције уређаја, било је потребно прорачунати и димензионисати све делове тако да својим обликом задовољавају све захтеване услове за чврстоћом и стабилношћу што је неопходан услов како би машина са сигурношћу извршавала своју функцију.

Друга целина се бави упознавањем са основним карактеристикама како самог витла тако и крана са којим је у спрези. Поред самог дизајна наглашено је да треба водити рачуна и о цени готовог производа на тај начин што ће сви елементи бити пажљиво прорачунати и димензионисани према одговарајућем стандарду.

Трећа целина се бави процесом конструисања. Приказане су фазе процеса конструисања, као и сам процес.

Четврта целина се бави проучавањем постојећих решења полазећи од неких најосновнијих извођења, као и задатим ограничењима како од стране произвођача витла тако и од стране самог *DNV* стандарда.

У петој целини је конструисана модификована конструкција полазећи од конципирања нове конструкције до њеног дизајна, прорачуна саставних елемената и њихове анализе.

У шестој целини је изведена анализа критичних елемената уз помоћ методе коначних елемената и *Desing Accelerator-a* који се налазе у склопу програмског пакета *Autodesk Inventor 2012*.

На основу урађеног модела и изведених прорачуна и анализа, може се донети закључак да је конструкција способна да са сигурношћу извршава своју функцију и при најнеповољнијим условима предвиђеним техничким задатком и степенима сигурности, а да притом не дође до нежељених отказа.

8. Литература

- [1] Ненад Марјановић, *Методe конструисања*, Крагујевац, 1999
- [2] Слободан Танасијевић, Триболошки аспекти у конципирању конструкције, Крагујевац 1993
- [3] Слободан Танасијевић, Александар В., *Механички преносници*, Крагујевац, 2006
- [4] Лозица Ивановић, *Предавања из Индустрijског дизајна*, Машински факултет Крагујевац, 2010/2011
- [5] Aung Kyaw Moe, Master thesis, Singapore, 2006
- [6] DET NORSKE VERITAS , *Lifting Appliances*, USA, 2011
- [7] Дамир Југовић, *Прорачун витла*, Загреб, 2001
- [8] <http://www.nauticexpo.com>
- [9] <http://www.triplex.no>
- [10] <http://www.bridon.com>
- [11] <http://www.ingersollrandproducts.com/lifting/winches/drum.htm>
- [12] <http://www.reggianaridutt.it>
- [13] <http://www.team-twg.com>